

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2013

Bc. Ondřej Drábek

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Návrh pohonu vozidla pro Shell Eco-marathon

Bc. Ondřej Drábek

Diplomová práce

2013

University of Pardubice
Jan Perner Transport Faculty

Proposal of driveline of vehicle for Shell Eco-marathon

Bc. Ondřej Drábek

Thesis
2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Ondřej Drábek**
Osobní číslo: **D11839**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Silniční vozidla**
Název tématu: **Návrh pohonu vozidla pro Shell Eco-marathon**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Úvod
2. Rešerše používaných konstrukčních řešení
3. Požadavky na pohon eco-vozidla
4. Návrh uložení motoru
5. Návrh řešení převodového ústrojí
6. Závěr

Rozsah grafických prací: podle pokynů vedoucího diplomové práce

Rozsah pracovní zprávy: 30 - 40 stran textu a přílohy

Forma zpracování diplomové práce: tištěná

Seznam odborné literatury:

[1] Vala, M., Tesař, M.: Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-503-X.

[2] Pešík, L.: Části strojů. Vydavatel Technická Univerzita v Liberci, Liberec 2002, ISBN 80-7083-608-3.

[3] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Vlk., Brno 2000, ISBN 80-238-5273-6.

[4] Vlk, F.: Teorie a konstrukce motocyklů 1 a 2. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2004, ISBN 80-239-1601-7.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pokorný, Ph.D.

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: 15. února 2013

Termín odevzdání diplomové práce: 23. května 2013



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.
děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2013

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 20. 5. 2013

.....

Bc. Ondřej Drábek

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval všem, kteří mi poskytli podklady, cenné informace a věnovali svůj čas. Především děkuji panu Ing. Janu Pokornému, Ph.D. a panu Ing. Petru Tomkovi, Ph.D. za pomoc při realizaci této práce.

ANOTACE

V této diplomové práci se řeší návrh pohonu vozidla určeného pro soutěž o nejnižší spotřebu paliva pořádanou společností Shell s označením Eco-marathon. V první řadě je zapotřebí určit jízdní odpory, z nichž se vypočítá potřebný výkon motoru a přiřadí se k němu odpovídající motor. Motor se upraví dle pravidel závodu a vloží se do rámu vozidla ve vlastní konstrukci. Pohon je řešen pomocí planetového převodu s řetězovým převodem. Nakonec se práce zabývá úspornými možnostmi pohonu a výpočtem spotřeby paliva.

KLÍČOVÁ SLOVA

jízdní odpory, Honda GX35, Shell Eco-marathon, rám motoru, planetový převod, řetězový převod, spotřeba paliva

TITLE

Proposal of driveline of vehicle for Shell Eco-marathon

ANNOTATION

This thesis is focused on a proposal of the car propulsion for the Eco-marathon competition which is organized by the company Shell. The competition is concentrated on the best results of the lowest fuel consumption. Firstly, it is necessary to determine driving resistance. On the basis of the resistance the engine power is going to be calculated and the appropriate engine is going to be assigned to it. The engine will be modified according to the rules of the competition and it will be embedded into the vehicle frame in its own construction. The propulsion is going to be solved by means of epicyclic gear with a gearing chain. At the end of this thesis I plan to study the fuel saving possibilities of the engine and I will also calculate its fuel consumption.

KEYWORDS

driving resistance, Honda GX35, Shell Eco-marathon, frame motor, planetary gear, chain transmission, fuel consumption

Obsah

1 Úvod.....	22
2 Rešerše používaných konstrukčních řešení	24
2.1 Vybraná důležitá pravidla Eco-marathonu [6]	24
2.2 Použité koncepce pro závod Shell Eco-marathon.....	27
2.2.1 Motor s řetězovým převodem jednostupňovým	27
2.2.1.1 Model pohonu vozidla BaS 4 z Technické univerzity v Košicích [9]	28
2.2.1.2 Model pohonu vozidla z IUT Ville d'Avray v Saint-Cloud (Francie) [10]	28
2.2.1.3 Model pohonu vozidla z Univerzity Science v Malaysia [11].....	29
2.2.1.4 Ostatní možnosti pohonu s jednostupňovým převodem [12], [13].....	29
2.2.2 Motor s řetězovým převodem vícešupňovým	30
2.2.2.1 Modely pohonu vozidla z Univerzity Dalhousie v Kanadě [13], [14], [15], [16]	31
2.2.2.3 Ostatní možnosti pohonu s vícešupňovým převodem	32
2.2.3 Motor s řemenovým převodem jednostupňovým [12]	33
2.2.4 Motor s řemenovým i řetězovým převodem [12], [21]	33
2.2.5 Motor Honda GX35 s automatickou převodovkou CVT [22], [23], [24]	34
2.2.6 Motory s planetovou převodovkou [25], [26]	35
2.2.7 Motory s třecím válečkem [27], [28], [29]	35
2.3 Vlastní návrh provedení vozidla pro kategorii „prototype“	36
2.3.1 Karosérie.....	36
2.3.2 Motor	37
2.3.3 Převodové ústrojí.....	37
3 Požadavky na pohon eco-vozidla	38
3.1 Jízdní odpory	38
3.1.1 Odpor valivý [31], [33], [36], [37]	38
3.1.2 Odpor vzduchu [31], [32], [33], [34], [37], [40]	41
3.1.3 Odpor proti stoupání [31], [32], [37].....	45
3.1.4 Odpor proti zrychlení [31], [33], [36], [41].....	46
3.2 Potřebná hnací síla a výkon [31], [32], [36], [37].....	47
3.3 Volba pohonné jednotky eco-vozidla [38].....	50
3.3.1 Výpočet základních parametrů pohonu [31], [36].....	52
3.3.2 Uzpůsobení motoru Honda GX35 pravidlům závodu	54

4 Uložení motoru	55
4.1 Vložení motoru do rámu vozidla.....	55
4.1.1 Příklady použitých koncepcí uložení motoru	55
4.1.1.1 Technická univerzita v Košicích [9].....	55
4.1.1.2 Univerzita v Illinois v USA [20].....	56
4.1.1.3 Škola Terakki Vakfi v Istanbulu v Turecku [42].....	56
4.1.1.4 Univerzita Dalhousie v Kanadě [15], [26], [43]	57
4.1.2 Vlastní provedení uložení motoru	58
4.1.2.1 Výpočet rámu motoru	59
4.2 Uložení palivové nádrže.....	72
4.3 Uložení a provedení sání a výfuku motoru	72
4.3.1 Sání	72
4.3.2 Výfuk.....	74
4.4 Upevnění ostatních zařízení pro pohon vozidla [38]	74
4.4.1 Akcelerační páka	74
4.4.2 Tlačítko nouzového vypnutí motoru	75
4.4.3 Elektrický spouštěč motoru	75
5 Návrh řešení převodového ústrojí.....	76
5.1 Spojka.....	77
5.1.1 Třecí spojka	77
5.1.2 Odstředivá spojka	77
5.2 Převodový systém eco-vozidla.....	79
5.2.1 Návrh převodů č. 1	79
5.2.1.1 Planetový převod [55].....	79
5.2.1.2 Řetězový převod	83
5.2.1.3 Návrh hřídelů a ložisek [62]	90
5.2.2 Návrh převodů č. 2	91
5.2.2.1 Planetová převodovka.....	91
5.2.2.2 Řetězový převod	93
5.3 Provedení zadního kola	93
5.7 Elektrický startér motoru.....	94
6 Úsporná řešení pohonu eco-vozidla.....	95
6.1 Palivová soustava	96

6.2 Výpočet spotřeby paliva [7], [38]	97
7 Závěr	100
8 Seznam použité literatury	102
9 Přílohy.....	109
9.1 Výpočty pomocí Mathcadu	109
9.2 Výkresová dokumentace rámu motoru	109

Seznam obrázků

Obrázek č. 1: Závodní okruh kolem rotterdamského výstaviště v Nizozemsku [7].....	25
Obrázek č. 2: Ukázka metody doplňování paliva pomocí byrety [8]	26
Obrázek č. 3: Pohon vozidla z Technické univerzity v Košicích [9]	28
Obrázek č. 4: Pohon vozidla z Francie [10]	29
Obrázek č. 5: Pohon vozidla z Francie [10]	29
Obrázek č. 6: Model pohonu vozidla z univerzity v Malaysii [11]	29
Obrázek č. 7: Model vozidla s řetězovým převodem [12].....	29
Obrázek č. 8: Ukázka modelu s řetězovým převodem [12].....	30
Obrázek č. 9: Dvoustupňový převod Kanada [14]	31
Obrázek č. 10: Dvoustupňový převod Kanada [14]	31
Obrázek č. 11: Převodový systém [15]	31
Obrázek č. 12: Planetová převodovka Roloff [15]	31
Obrázek č. 13: Zadní hnané kolo s přehazovačkou [16].....	32
Obrázek č. 14: Model s vícestupňovým převodem [17].....	32
Obrázek č. 15: Model s vícestupňovým převodem [18].....	32
Obrázek č. 16: Model s vícestupňovým převodem [19].....	32
Obrázek č. 17: Model s vícestupňovým převodem [20].....	32
Obrázek č. 18: Model s vícestupňovým převodem [16].....	32
Obrázek č. 19: Ukázka řemenového převodu [12]	33
Obrázek č. 20: Řemenový i řetězový převod [12]	34
Obrázek č. 21: Řemenový i řetězový převod [12]	34
Obrázek č. 22: Řemenový převod [21]	34
Obrázek č. 23: Ozubeným pastorek [21]	34
Obrázek č. 24: Honda GX35 s převodovkou CVT [22]	34
Obrázek č. 25: Jednotlivé díly převodovky CVT [23].....	35
Obrázek č. 26: Jednotlivé díly převodovky CVT [24].....	35
Obrázek č. 27: Honda s planet. převodovkou [25]	35
Obrázek č. 28: Motor s planet. převodovkou v rámu [26].....	35
Obrázek č. 29: Motor Honda GX35 s příslušenstvím pro montáž na jízdní kolo [27].....	36
Obrázek č. 30: Buben odst. spojky s třecím válečkem [28]	36
Obrázek č. 31: Montáž na jízdním kole [29]	36
Obrázek č. 32: Model s třecím válečkem [30].....	36

Obrázek č. 33: Síly působící na kolo při valení se po vozovce [39].....	40
Obrázek č. 34: Síla odporu vzduchu působící při jízdě eco-vozidla	43
Obrázek č. 35: Čelní plocha eco-vozidla	44
Obrázek č. 36: Čelní plocha s koly uvnitř eco-vozidla.....	44
Obrázek č. 37: Síly působící na eco-vozidlo při překonávání stoupání.....	45
Obrázek č. 38: Stoupání vozovky	46
Obrázek č. 39: Motor honda GX25 a jeho výkonová a momentová charakteristika [38]	51
Obrázek č. 40: Motor honda GX35 a jeho výkonová a momentová charakteristika [38]	51
Obrázek č. 41: Vymodelovaný motor Honda GX35	54
Obrázek č. 42: Vymodelovaný motor Honda GX35	54
Obrázek č. 43: Uložení motoru z TU v Košicích [9].....	56
Obrázek č. 44: Uložení motoru z TU v Košicích [9].....	56
Obrázek č. 45: Uložení motoru z univerzity v USA [20]	56
Obrázek č. 46: Uložení motoru z univerzity v USA [20]	56
Obrázek č. 47: Uložení motoru v zadní části od studentů z Turecka [42].....	57
Obrázek č. 48: Uložení motoru z Kanady [48].....	57
Obrázek č. 49: Vymodelovaná soustava uložení motoru [43].....	57
Obrázek č. 50: Uložení motoru, Dalhousie [15].....	57
Obrázek č. 51: Vymodelovaná soustava uložení, Dalhousie [15]	57
Obrázek č. 52: Uložení jednotlivých členů pohonu, Dalhousie [26].....	58
Obrázek č. 53: Rozměrové schéma Honda GX35 [44]	58
Obrázek č. 54: Rozměrové schéma Honda GX35 [44]	58
Obrázek č. 55: Model rámu uložení motoru	59
Obrázek č. 56: Model rámu uložení motoru	59
Obrázek č. 57: Model uvažovaného rámu motoru pro výpočet.....	60
Obrázek č. 58: Působící síly od momentu motoru.....	61
Obrázek č. 59: Rozložení sil od momentu motoru	62
Obrázek č. 60: Rozložení sil od momentu motoru	62
Obrázek č. 61: Působící síly od korunového kola	62
Obrázek č. 62: Rozložení sil od korunového kola	62
Obrázek č. 63: Rozložení tahové síly od řetězového převodu.....	63
Obrázek č. 64: Působící síly od statického zatížení a odstředivé síly pro motor.....	67
Obrázek č. 65: Působící síly od statického zatížení a odstředivé síly pro převodové ústrojí ...	68
Obrázek č. 66: Výsledné reakce působící na rám motoru	68

Obrázek č. 67: Skořepinový model	69
Obrázek č. 68: Uložení, zatížení a vysíťování.....	69
Obrázek č. 69: Pro P235GH s velkými posuvy	70
Obrázek č. 70: Pro P235GH bez velkých posuvů	70
Obrázek č. 71: Pro hliník s velkými posuvy	70
Obrázek č. 72: Pro hliník bez velkých posuvů	70
Obrázek č. 73: Konečná podoba rámu motoru	71
Obrázek č. 74: Konečná podoba rámu motoru	71
Obrázek č. 75: Upevnění palivové nádrže [45]	72
Obrázek č. 76: Uložení palivové nádrže [46]	72
Obrázek č. 77: Proudění vzduchu potrubím [47].....	73
Obrázek č. 78: Tvar sacího potrubí 1	73
Obrázek č. 79: Tvar sacího potrubí 2	73
Obrázek č. 80: Tvar sacího potrubí 3	73
Obrázek č. 81: Uložení sání motoru z Dalhousie [48].....	73
Obrázek č. 82: Různá provedení výfukového potrubí [48]	74
Obrázek č. 83: Závěsný držák výfuku [49]	74
Obrázek č. 84: Uložení výfukového potrubí motoru Honda GX35 [15].....	74
Obrázek č. 85: Třecí spojka [50]	77
Obrázek č. 86: Odstředivá spojka se třemi závažími [51]	78
Obrázek č. 87: Odstředivá spojka [52]	78
Obrázek č. 88: Planetový převod [54]	79
Obrázek č. 89: Schéma planetového převodu.....	80
Obrázek č. 90: Působení sil a momentů v planetovém převodu [56]	81
Obrázek č. 91: Schéma upraveného planetového převodu	83
Obrázek č. 92: Schéma jednoduchého řetězového převodu [57].....	83
Obrázek č. 93: Součásti válečkového řetězu [58].....	83
Obrázek č. 94: Správné umístění ozubených kol [59]	83
Obrázek č. 95: Správný pohyb řetězu [60]	83
Obrázek č. 96: Síly působící na řetěz [57].....	86
Obrázek č. 97: Rychlost a otáčky řetězového převodu [61]	87
Obrázek č. 98: Schéma působení měrného tlaku v kloubu pouzdrového řetězu [57]	88
Obrázek č. 99: Návrh pohonu č. 1	91
Obrázek č. 100: Návrh pohonu č. 1	91

Obrázek č. 101: Planetová převodovka [63]	91
Obrázek č. 102: Planetová převodovka [64]	91
Obrázek č. 103: Motor s planetovou převodovkou v rámu vozidla [26]	92
Obrázek č. 104: Model motoru s převodovkou	92
Obrázek č. 105: Model motoru s převodovkou	92
Obrázek č. 106: Planetová převodovka Rohloff [65]	92
Obrázek č. 107: Planetová převodovka Rohloff [65]	92
Obrázek č. 108: Osa zadního kola [66]	93
Obrázek č. 109: Uložení zadního kola v rámu [67]	93
Obrázek č. 110: Volnoběžka kuličková [68]	93
Obrázek č. 111: Volnoběžka zubová [68]	93
Obrázek č. 112: Uložení a provedení zadního kola [26]	94
Obrázek č. 113: Pneumatika Continental [69]	94
Obrázek č. 114: Model převodu elektrického startéru [26]	94
Obrázek č. 115: Elektrický startér ze skútru [70]	94
Obrázek č. 116: Dynamometr [15]	96
Obrázek č. 117: Palivová nádrž [72]	96
Obrázek č. 118: Tlaková palivová soustava závodního vozidla (1 psi \approx 6 894,757 Pa) [73]	96
Obrázek č. 119: Plnění palivové nádrže z byrety [12]	99
Obrázek č. 120: Tlaková palivová soustava [42]	99

Seznam grafů

Grafy č. 1: Závislost odporu valení na rychlosti, tlaku huštění a konstrukci pneumatiky [36]	39
Graf č. 2: Odpor valení při určité rychlosti eco-vozidla	41
Graf č. 3: Odpor vzduchu v závislosti na rychlosti eco-vozidla	44
Graf č. 4: Trakční (hnačí) síla v závislosti na rychlosti	49
Graf č. 5: Trakční (hnačí) síla v závislosti na rychlosti při ustálení na 30 km/h	49
Graf č. 6: Pro P235GH s velkými posuvy	70
Graf č. 7: Pro P235GH bez velkých posuvů	70
Graf č. 8: Pro hliník s velkými posuvy	70
Graf č. 9: Pro hliník bez velkých posuvů	70
Graf č. 10: Diagram pro volbu řetězu z výkonu a otáček pastorku [57]	85
Graf č. 11: Převodní graf mezi l/100 km a mpg [71]	96
Graf č. 12: Měrná spotřeba paliva motoru Honda GX35 [75]	97
Graf č. 13: Výsledný graf spotřeby paliva	99

Seznam tabulek

Tabulka č. 1: Hodnoty součinitelů odporu valení na různém povrchu [32]	40
Tabulka č. 2: Hodnoty součinitelů odporu vzduchu a čelních ploch různých vozidel [35]	43
Tabulka č. 3: Hodnoty součinitele odporu valení vybraných ploch [34]	43
Tabulka č. 4: Hodnoty součinitelů vlivu pohybujících se hmot pro určitá vozidla [36]	47
Tabulka č. 5: Vypočítané hodnoty hnačí síly při určité rychlosti	48
Tabulka č. 6: Výkon motoru a moment na hnaném kole eco-vozidla při určité rychlosti	50
Tabulka č. 7: Technické parametry motoru HONDA GX25 a GX35 [38]	52
Tabulka č. 8: Moment Hondy GX25 v závislosti na přebytečné hnačí síle při dané rychlosti	53
Tabulka č. 9: Moment Hondy GX35 v závislosti na přebytečné hnačí síle při dané rychlosti	53
Tabulka č. 10: Velikosti sil zadávané do programu SolidWorks	68
Tabulka č. 11: Stanovení vhodného převodu [53]	79
Tabulka č. 12: Dovolené namáhání ozubených kol pro různé materiály [76]	82
Tabulka č. 13: Činitel tření λ [57]	88
Tabulka č. 14: Směrný tlak v kloubu p [57]	88
Tabulka č. 15: Hodnoty součinitele řetězu F [57]	89

Seznam zkratek a značek

F_f – odpor valení [N]

Z_k – radiální reakce vozovky na příslušném kole [N]

f – součinitel odporu valení pod příslušným kolem [-]

f_v – součinitel valivého odporu [mm]

f_{ε} – součinitel čepového tření [-]

r_{ε} – poloměr čepu ložiska [mm]

R – poloměr kola [mm]

f_0 – součinitel valivého odporu při nulové rychlosti [-]

c_1 – konstanta vyplývající z konstrukce pneumatiky, udává výrobce pneumatik [-]

V – rychlost jízdy [km/h]

c_2 – konstanta valení dle typu vozidla [-]

b – rameno valivého odporu [m]

r_D – dynamický poloměr kola [m]

M_f – moment odporu proti valení kola [Nm]

m – celková hmotnost [kg]

m_v – hmotnost eco-vozidla [kg]

m_o – hmotnost osoby včetně veškerého vybavení [kg]

g – tíhové zrychlení [m/s^2]

α – úhel sklonu vozovky [$^\circ$]

F_v – odpor vzduchu [N]

c_x – součinitel odporu vzduchu [-]

S_{ε} – čelní plocha [m^2]

p_D – dynamický vztlak [Pa]

ρ – hustota vzduchu [kg/m^3]

v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [m/s]

p – tlak vzduchu [bar]

t – teplota vzduchu [$^\circ C$]

V_V – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [km/h]

F_s – odpor ze stoupání [N]

G – tíha eco-vozidla [N]

s – stoupání vozovky [%]

F_z – odpor proti zrychlení [N]

F_{zT} – setrvačné síly proti změně posuvného pohybu celého vozidla [N]
 $F_{z1,2}$ – setrvačné síly proti změně úhlového zrychlení kol [N]
 F_{zR} – setrvačné síly proti změně úhlové rychlosti hnacího ústrojí [N]
 a – zrychlení eco-vozidla [m/s^2]
 i_c – celkový převodový poměr [-]
 J_M – moment setrvačnosti motoru [$kg \cdot m^2$]
 J_{SP} – moment setrvačnosti spojky [$kg \cdot m^2$]
 J_K – moment setrvačnosti kola [$kg \cdot m^2$]
 ϑ – součinitel vlivu pohybujících se hmot [-]
 i_k – převodový poměr měnitelných převodů pro daný rychlostní stupeň [-]
 F_{zp} – odpor proti zpomalení [N]
 F_T – trakční (hnací) síla [N]
 m_{RED} – redukovaná hmota [$kg \cdot m/s$]
 Ψ – odpor vozovky [-]
 m_P – hmotnost přívěsu [kg]
 v – rychlost jízdy [m/s]
 P_M – výkon motoru [W]
 M_K – moment na hnaném kole [Nm]
 P – potřebný výkon motoru [W]
 η – účinnost všech převodů [%]
 n_m – otáčky motoru [ot/min]
 π – Ludolfovo číslo [-]
 M_m – potřebný moment motoru [Nm]
 V_{max} – maximální rychlost eco-vozidla [km/h]
 F_{Tp} – přebytečná trakční síla [N]
 F_{Tm} – trakční síla motoru [N]
 F_{Tv} – trakční síla při dané rychlosti jízdy [N]
 F_{Az} – reakční síly v bodě A v ose Z [N]
 r_a – rameno reakční síly F_{Az} [m]
 F_{Az1} – reakční síly v bodě A v ose Z pro jeden šroub [N]
 F_{Bz} – reakční síly v bodě B v ose Z [N]
 r_b – rameno reakční síly F_{Bz} [m]
 F_{Bz1} – reakční síly v bodě B v ose Z pro jeden šroub [N]
 α_A – úhel síly F_{Az1} [°]

x_A – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]
 α_{Az1} – úhel odklonu síly F_{Az1} [°]
 F_{Az1z} – síla F_{Az1} v ose Z [N]
 F_{Az1y} – síla F_{Az1} v ose Y [N]
 α_B – úhel síly F_{Bz1} [°]
 x_B – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]
 α_{Bz1} – úhel síly F_{Bz1} [°]
 F_{Bz1z} – síla F_{Bz1} v ose Z [N]
 F_{Bz1y} – síla F_{Bz1} v ose Y [N]
 F_{Cz} – reakční síly v bodě C [N]
 r_c – rameno reakční síly F_{Cz} [m]
 F_{Cz1} – reakční síly v bodě C pro jeden šroub [N]
 α_C – úhel síly F_{Cz1} [°]
 x_C – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]
 α_{Cz1} – úhel síly F_{Cz1} [°]
 F_{Cz1z} – síla F_{Cz1} v ose Z [N]
 F_{Cz1y} – síla F_{Cz1} v ose Y [N]
 F_2 – reakční síla od momentu z tahové síly v řetězu [N]
 a_1 – rameno momentu od tahové síly v řetězu [m]
 V_Z – zdvihový objem motoru [cm³]
 d_{vr} – vrtání válce [mm]
 z – zdvih pístu [mm]
 V_K – kompresní objem motoru [cm³]
 ε_K – kompresní poměr [-]
 p_0 – atmosférický tlak [Pa]
 p_K – kompresní tlak [Pa]
 F_p – síla od tlaku plynů [N]
 S – plocha pístu [mm²]
 r_K – rameno kliky [mm]
 λ_{oj} – ojníční poměr [-]
 L – délka ojnice [mm]
 α_K – úhel natočení ramena kliky [°]
 β_K – úhel svírající osu ojnice s osou pohybu pístu [°]
 F_t – tangenciální síly [N]

M_{Tan} – moment od tangenciální síly [Nm]
 F_S – síla pro nastartování [N]
 r_N – rameno lankového startéru [m]
 R_{By} – reakce síly v bodě B v ose Y [N]
 G_1 – tíha motoru [N]
 m_1 – hmotnost motoru [kg]
 δ – dynamický faktor [-]
 R_{By1} – reakce síly v bodě B v ose Y pro jeden šroub [N]
 R_{Ay} – reakce síly v bodě A v ose Y [N]
 R_{Ay1} – reakce síly v bodě A v ose Y pro jeden šroub [N]
 F_{oM} – odstředivá síla působící na motor [N]
 v_{max} – maximální rychlost vozidla [m/s]
 R_{min} – minimální poloměr zatáčky [m]
 R_{Bx} – reakce síly v bodě B v ose X [N]
 a – vzdálenost mezi těžištěm a podporou A [m]
 b – vzdálenost mezi těžištěm a podporou B [m]
 R_{Bx1} – reakce síly v bodě B v ose X pro jeden šroub [N]
 R_{Ax} – reakce síly v bodě A v ose X [N]
 R_{Ax1} – reakce síly v bodě A v ose X pro jeden šroub [N]
 F_{oP} – odstředivá síla působící na převodový systém [N]
 m_2 – hmotnost převodového ústrojí [kg]
 R_{Cx} – reakce síly v bodě C v ose X [N]
 R_{Cx1} – reakce síly v bodě C v ose X pro jeden šroub [N]
 R_{Cy} – reakce síly v bodě C v ose Y [N]
 R_{Cx1} – reakce síly v bodě C v ose Y pro jeden šroub [N]
 F_{lim} – limitní zatížení [-]
 k_{ocel} – bezpečnost pro ocel [-]
 k_{hlinik} – bezpečnost pro hliník [-]
 $S_{1,2}$ – plocha daného průřezu [m²]
 $v_{1,2}$ – rychlost v daném průřezu [m/s]
 n_{max} – maximální otáčky motoru [ot/min]
 $n_{čtvrt}$ – čtvrt maximálních otáček motoru [ot/min]
 Q – objemový průtok vzduchu do válce motoru [cm³/min]
 i_p – převodový poměr planetového převodu [-]

$i_{\bar{r}}$ – převodový poměr řetězového převodu [-]
 r_K – poloměr korunového kola [mm]
 r_C – poloměr centrálního kola [mm]
 r_S – poloměr satelitního kola [mm]
 $n_{vstup} = n_c$ – vstupní otáčky = otáčky centrálního kola [ot/min]
 $n_{výstup} = n_U$ – výstupní otáčky = otáčky unašeče [ot/min]
 $M_{vstup} = M_C$ – vstupní moment = moment centrálního kola [Nm]
 $M_{výstup} = M_U$ – výstupní moment = moment unašeče [Nm]
 F_{Sp} – rovnovážná síla na satelitu [N]
 M_{kor} – moment korunového kola [Nm]
 m_n – modul ozubení [-]
 c – snížené dovolené namáhání na ohyb [MPa]
 ψ_m – poměrná šířka zubu [-]
 σ_D – dovolené namáhání pro materiál z ocelolitinu [MPa]
 n_1 – vstupní otáčky [ot/min]
 n_2 – výstupní otáčky [ot/min]
 p – rozteč válečků řetězu [mm]
 A – plocha kloubu řetězového převodu [mm²]
 F_{pt} – síla při přetržení řetězu [N]
 $m_{\bar{r}}$ – hmotnost řetězu [kg/m]
 L' – předběžná osová vzdálenost [mm]
 z_1 – počet zubů hnacího ozubeného kola [-]
 z_2 – počet zubů hnaného ozubeného kola [-]
 $i_{\bar{r},sk}$ – skutečný převodový poměr řetězového převodu [-]
 D_1 – roztečný průměr hnacího ozubeného kola [mm]
 D_2 – roztečný průměr hnaného ozubeného kola [mm]
 $v_{\bar{r}}$ – rychlost řetězu [m/s]
 $v_{\bar{r}1}$ – rychlost řetězu (hnacího kola) [m/s]
 $v_{\bar{r}2}$ – rychlost řetězu (hnaného kola) [m/s]
 F_o – odstředivá síla působící na řetěz [N]
 P_{Motor} – výkon motoru Honda GX35 [W]
 F_c – tlaková síla od odstředivé síly působící na řetěz [N]
 h – předpokládaný průhyb řetězu [m]
 F_m – tahová složka od tíhy volné, dolní větve řetězu [N]

F_1 – výsledná síla v tahu řetězu [N]
 k_s – statická bezpečnost proti přetržení řetězu [-]
 k_d – dynamická bezpečnost proti přetržení řetězu [-]
 Y – součinitel rázu [-]
 p_v – měrný tlak v článku řetězu [MPa]
 p_{dov} – dovolený tlak v článku řetězu [MPa]
 λ – činitel tření [-]
 p – směrný tlak v kloubu [MPa]
 X – počet článků řetězu [-]
 D_{sk} – skutečná délka řetězu [mm]
 L_{sk} – skutečná osová vzdálenost [mm]
 F – součinitel řetězu [-]
 M_{kr} – krouticí moment motoru [Nm]
 ω_m – úhlová rychlost [rad/s]
 τ_K – napětí v krutu [MPa]
 τ_{dov} – dovolené napětí v krutu [MPa]
 W_K – modul pružnosti v krutu [mm³]
 k – bezpečnost hřídele [-]
 d – průměr plného hřídele [mm]
 M_U – moment unašeče planetového převodu [Nm]
 d_p – vnitřní průměr dutého hřídele [mm]
 D_p – vnější průměr dutého hřídele [mm]
 B – šířka ložiska [mm]
 ρ_p – hustota benzínu [kg/m³]
 m_p – měrná spotřeba paliva [kg/kWh]
 M_{pF100} – spotřeba paliva z jízdních odporů [l/100 km]
 M_{pL} – spotřeba paliva z výkonu motoru Honda GX35 [l/100 km]
 M_p – hodinová spotřeba [kg/h]

1 Úvod

S rozvojem vědy a techniky se lidstvo počalo potýkat s různými problémy. Jedním z nich je problematika neobnovitelných zásob pohonných hmot. Všichni jsme si vědomi, že s rostoucí hustotou dopravy, a tedy i větší poptávkou po ropě, se tato otázka stává den ode dne aktuálnější. Smog, který je nežádoucím a životu nebezpečným produktem hustoty dopravy, svědčí o tomto trendu. Vysoké emise jsou bezesporu velkým dokladem o výrazné spotřebě paliv.

Je třeba tedy se zabývat otázkou, jak snížit spotřebu pohonných hmot. Jednou z cest je zmenšení hodnoty jízdních odporů. Dále například zvýšení účinnosti spalovacího motoru, použití elektromotoru nebo přírodních zdrojů energie. Tyto způsoby řešení se stávají předmětem diskuse jednak mnohých automobilek, tak i studentů vysokých a středních škol. Zde bych poukázal na zmíněné studenty, kteří se zúčastní závodu od firmy Shell. Soutěž s názvem Shell Eco-marathon se pořádá v Evropě, Americe a Asii. V roce 2012 proběhl již 28. ročník této soutěže v Evropě v nizozemském městě Rotterdam. V oné metropoli se soutěže zúčastnilo přibližně 220 týmů z 24 zemí světa. Z toho dvě mužstva pocházela z českých univerzit. Tento závod vyhrává tým, který na ujeté dráze spotřebuje nejmenší množství daného paliva nebo elektrické energie, a to za předpokladu dodržení všech pravidel pořadatele. Soutěž má různé kategorie koncepcí vozidel, které se od sebe liší použitým palivem, možnostmi zdroje energie a pravidly. Hlavním cílem této soutěže je vynalézt prostředky a zařízení pro snížení spotřeby paliva. Tato soutěž má velký význam, který je charakterizován jejími výsledky. Tak například v již zmíněném Rotterdamu bylo za rok 2012 dosaženo nejlepšího výsledku spotřeby paliva pro vozidla poháněná benzínem. Tato spotřeba činila neuvěřitelných 2832,8 km/l. [1], [2], [3]

Na světě existuje i soutěž SAE, která na rozdíl od Shell Eco-marathonu nehodnotí pouze nízkou spotřebu paliva, ale i doplňující soutěžní disciplíny. Soutěžícím se sčítají body za statické a dynamické disciplíny. Statické zahrnují například hodnocení konstrukčního návrhu, analýzu nákladů, marketingový plán, bezpečnostní testy, dobu opuštění vozu, náklonovou zkoušku, zkoušku brzd a hluku. Mezi dynamické disciplíny se řadí akcelerace, jízda v osmičce, jízda na technické trati, vytrvalostní závod s nejnižší spotřebou paliva. Týmy v soutěži SEA musí používat pouze motor BRIGGS & STRATTON 3,5 HP přesného modelu, který obdrží bezplatně od pořadatele. [4], [5]

Před návrhem pohonného ústrojí vozidla pokládám za žádoucí stanovit vlastní zdroj energie neboli motor. Jeho stanovení se provádí empiricky z maximálních jízdních odporů působících při závodě. Důležitou částí je i převod točivého momentu motoru na hnací kolo k uvedení vozidla do pohybu. Všechna tato pohonná ústrojí jsou vložena do společného rámu, jenž drží vše pohromadě ve správné pozici. Zároveň se zvolí vhodná opatření, která budou přispívat ke snížení potřebné energie k pohonu. Nedílnou součástí vývoje pohonného ústrojí je i reálná zkouška. Ta se dá provádět na vhodném dynamometru nebo nejlépe na živé konstrukci v provozu na zkušební dráze.

2 Rešerše používaných konstrukčních řešení

Vhodná volba pohonné jednotky pro Eco-marathon představuje nejdůležitější část celého projektu závodního vozidla. Tato celosvětová soutěž od firmy Shell je zaměřená na vytvoření nejvhodnějších koncepcí vozidel s nejmenší spotřebou paliva na ujetém závodním okruhu. Pro vyjetí na závodní okruh je nutné splnit podstatná konstrukční i bezpečnostní pravidla zadaná pořadatelem závodu.

2.1 Vybraná důležitá pravidla Eco-marathonu [6]

Soutěž Eco-marathon zahrnuje kategorie závodních vozidel s určitými pravidly, které je třeba do detailu dodržovat. Pravidla se upravují každý rok a je důležité sledovat veškeré změny. Jako pohonné jednotky experimentálních vozidel v závodu mohou být použity následující zdroje energie:

a) Spalovací motor

- zážehový s použitým palivem:
 - Shell FuelSave Natural 95
 - Etanol E100 (100% Etanol)
 - Shell zkapalněný plyn (100% GTL)
- Vznětový s použitým palivem:
 - Shell FuelSave Diesel
 - Metylester řepkového oleje (100% FAME)

b) Elektromotor

- vyrábí elektřinu z:
 - palivových článků (vodíku)
 - solárních panelů
 - baterií (lithium-iontových)

V pravidlech je uvedeno, že motor nesmí spotřebovat žádný olej, a proto tedy pořadatelé závodu nepřímo vyloučili používání dvoudobých motorů.

Pro řešení diplomové práce byla vybrána skupina „prototype“. V této skupině jsou přesně daná pravidla, která se každý rok aktualizují. Při sestavování návrhu experimentálního vozidla se podle pravidel musí řídit každý závodní tým. Pravidla pro rok 2013 se týkají následujících parametrů:

- Rozměry
 - Maximální výška musí být menší než 100 cm.

- Maximální výška měřená v horní části kabiny řidiče musí být 1,25krát menší než maximální rozchod mezi dvěma nejbližšími koly.
- Rozchod musí být minimálně 50 cm, měřeno mezi středy, kde se pneumatiky dotýkají země.
- Rozvor musí být nejméně 100 cm.
- Maximální celková šířka vozidla nesmí překročit 130 cm.
- Maximální celková délka vozidla nesmí přesáhnout 350 cm.
- Maximální hmotnost vozidla bez řidiče je 140 kg.

- Větrání pro řidiče

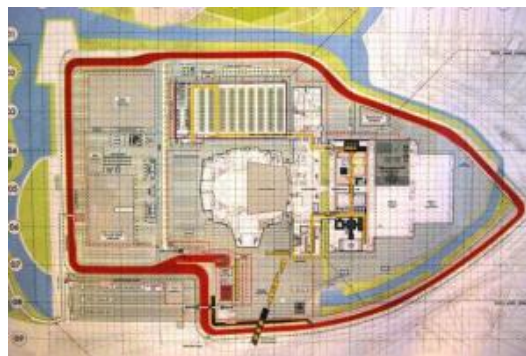
Bere se v úvahu, že řidič bude vystaven vysoké teplotě v letních měsících a následkem vyčerpání se zhorší jeho řídicí schopnosti, nebo jej dokonce může postihnout kolaps. Proto je nutné vytvořit vhodné otvory v karosérii pro přísun čerstvého vzduchu.

- Kola, nápravy a náboje kol

Všechny druhy kol jsou povoleny, přičemž rozměry vybraných pneumatik se musí shodovat s rozměry ráfků a uspokojit bezpečnostní normy. Při návrhu kol se musí vzít v úvahu skutečnost, že kola jízdních kol nejsou obecně určena na podporu značné boční síly. Při průjezdu eco-vozidel zatáčkou dosahuje tato síla velkých hodnot. Tuto sílu je zapotřebí zachytit dostatečnou šířkou pneumatik. Kola umístěná uvnitř karoserie vozidla musí být izolována od řidiče bezpečnostní přepážkou.

- Poloměr otáčení a řízení

Pro bezpečné předjíždění a manévrování na trati je důležitá dostatečná hodnota poloměru zatáčení. Pro Evropu je dán tento poloměr 10 metrů. Při podezření na malý poloměr zatáčení mohou organizátoři závodu přezkoušet vozidla na slalomové dráze. Dále se ověřuje funkčnost a přesnost ovládacího ústrojí řízení. Nepřímé řízení je povoleno za předpokladů, že v záloze bude systém přímého řízení, který se použije při výpadku tohoto zařízení.



Obrázek č. 1: Závodní okruh kolem rotterdamského výstaviště v Nizozemsku [7]

- Brzdění

Vozidla musí být vybavena dvěma na sobě nezávislými brzdovými systémy, které se ovládají jedním zařízením (páka nebo nožní pedál). Jeden systém má ovládat přední kola (kolo) a druhý systém zadní kola (kolo). Ovládacím prvkem může být lanko nebo kapalina, přičemž je nutné dodat, že ovládání je potřeba odstupňovat. Účinnost obou brzdových okruhů je testována během technické kontroly. Zkouška probíhá tak, že vozidlo bude umístěno na svah s 20 % klesáním a oba systémy musí udržet vozidlo v klidu.

- Vybraná důležitá pravidla týkající se pohonu

Všechna vozidla se spalovacím motorem jsou vybavena spojkovým systémem. Pro odstředivou nebo automatickou spojku je hodnota spouštěcích otáček vyšší, než je míra volnoběžných otáček motoru. V případě nedodržení tohoto kritéria by mohlo docházet k samovolnému pohybu stojícího vozidla.

Inspektoři závodu vyžadují od každého týmu technickou dokumentaci. Tato dokumentace se týká především elektronické a palivové soustavy vozidla. Elektronická soustava musí být dostatečně jištěná proti přetížení, a to nejlépe pojistkami. Palivovou soustavu je nutné popsat technickým výkresem systému od přívodu paliva z nádrže až do motoru. Tento systém musí být navržen tak, aby palivo mohlo být zcela vypuštěno a zároveň naplněno před závodem. Palivový systém musí být snadno přístupný pro kontrolu a měření.

Vozidla musí být vybavena pouze jedním z následujících schválených palivových nádrží dodaných pořadatelem. Nádrže nesou viditelnou známku „APAVE“. Tyto nádoby jsou schopny odolat tlaku 5 barů a je nutné je umístit na dobře přístupné místo ve svislé poloze pro snadné plnění paliva z byrety o výšce zhruba 1 metr. Pro kategorii „prototype“ jsou kapacity nádrží 30, 100 nebo 250 cm³. Přičemž závodníci před startem obdrží 100 ml paliva. Po spotřebování paliva se pomocí koeficientů vypočte celková spotřeba v jednotkách litr na 100 kilometrů.



Obrázek č. 2: Ukázka metody doplňování paliva pomocí byrety [8]

Z bezpečnostních důvodů nesmí být maximální napětí ve vozidle v žádném měřeném bodě vyšší než 48 voltů nominálních a 60 voltů maximálních (to zahrnuje palubní baterie, externí baterie, super kondenzátory, palivové články, solární články, atd.).

Baterii, jež je součástí příslušenství, není dovoleno napájet zařízení pomáhající pohonu vozidla, tj. kompresory, dmychadla, systémy chlazení motoru, motory apod. Baterie však může být použita pro napájení ventilace nebo ventilátoru pro řidiče.

Vozidla pro splnění podmínek závodu musí vyvinout minimální hodnotu průměrné rychlosti 15 mph (neboli 24,14 km/h).

Teplota motoru regulována vodou v chladiči nebo vnější regulací je omezena na 100°C.

Vozidlo musí být vybaveno tuhou nehořlavou překážkou, která bude oddělovat prostor pro řidiče od motorového prostoru.

Spouštění motoru je možné provést ručně nebo i elektrickým spouštěčem. U elektrického startéru musí být prokázáno, že tento spouštěč nemůže být použit jako zdroj hnací energie.

Kategorie „prototype“ vozidla vyžaduje, aby celková plocha solárních článků byla menší než 0,17 m² (např. 10 buněk 5x5 palců nebo 7 buněk 6x6 palců).

Hladina akustického tlaku vozidla nesmí překročit 90 dB ve vzdálenosti čtyř metrů od vývodu výfukového potrubí z motoru.

Vyžaduje se efektivní kryt řetězových nebo řemenových převodů, a to z důvodu ochrany řidiče i techniků při práci na přípravě vozidla. Kryt musí být dostatečně pevný pro zachycení roztrženého řetězu nebo řemenu.

2.2 Použité koncepce pro závod Shell Eco-marathon

V následujících řádcích této kapitoly se zaměřím na provedení pohonu, který by posloužil k uvedení závodního vozidla do pohybu. Je nutno dodat, že se budu soustředit na koncepce již odzkoušené. Jedná se zejména o typy převodového ústrojí, počínaje od motoru až po zadní hnané kolo. U jednotlivých pohonů jsou uvedeny jejich výhody a nevýhody při provozu. Jednotlivé pohony prezentuji na doplňujících obrázcích.

2.2.1 Motor s řetězovým převodem jednostupňovým

Jednostupňový převod se vyznačuje velmi malým hnacím pastorkem vystupujícím přímo ze spojky motoru. Tento převod je prostřednictvím válečkového řetězu napojen na zadní hnané kolo, kde je umístěno ozubené kolo s velkým průměrem.

Výhody řetězového převodu:

- jednoduchost a možnost pracovat v náročných podmínkách,
- minimální předpětí řetězu,
- malé namáhání ložisek a hřídelů,
- ztráty tvořené pouze jedním převodem.

Nevýhody řetězového převodu:

- nízký počet zubů pastorku (minimální počet zubů hnacího ozubení je dle strojnické praxe 13, při menším počtu dochází k podřezávání paty zubu a je nutné provést korekci ozubení),
- možnost pádu řetězu z malého pastorku,
- rozměrné a obtížně vyrobitelné zadní hnané ozubené kolo (rozeta).

Na následujících obrázcích prezentuji jednotlivé koncepce pohonu s jednostupňovým převodem.

2.2.1.1 Model pohonu vozidla BaS 4 z Technické univerzity v Košicích [9]

Vozidlo pohání motor Honda GX25, který je připevněn k rámu vozidla pomocí dvou šroubových spojů. Z motoru vystupuje odstředivá spojka s malým pastorkem. Pomocí válečkového řetězu je přenášen točivý moment na zadní hnané ozubené kolo, které je spojeno s kolem.



Obrázek č. 3: Pohon vozidla z Technické univerzity v Košicích [9]

2.2.1.2 Model pohonu vozidla z IUT Ville d'Avray v Saint-Cloud (Francie) [10]

V této koncepci je využit buď motor Honda GX35 s odstředivou spojkou, nebo motor Honda NPS50, který je vybaven rovněž spojkou odstředivou. Poslední z nich pochází ze skútru s vodním chlazením. Převodové ústrojí tvoří jednostupňový převod s poměrem zubů ozubených kol 13/129 a roztečí válečkového řetězu $p = 8mm$. Zadní hnané kolo je tvořeno 20" paprskovým ráfkem s pneumatikou.



Obrázek č. 4: Pohon vozidla z Francie [10]



Obrázek č. 5: Pohon vozidla z Francie [10]

2.2.1.3 Model pohonu vozidla z Univerzity Science v Malaysia [11]

Tento model využívá motor Honda GX35 s jednostupňovým převodem s poměrně malým převodovým poměrem mezi ozubenými koly. Na obrázku č. 6 je vidět napínací kladka, která způsobí jak napnutí řetězu, tak i větší obepnutí hnacího pastorku. Tím dojde ke styku válečků řetězu s větším počtem zubů najednou. Tato skutečnost je pozitivní v tom, že se tak zabrání nežádoucímu uvolnění řetězu.



Obrázek č. 6: Model pohonu vozidla z univerzity v Malaysii [11]

2.2.1.4 Ostatní možnosti pohonu s jednostupňovým převodem [12], [13]

Na obrázku č. 7 je znázorněn model s motorem Yamaha 50 EFI. Ten je původně ze skútru a je vodou chlazený. Řetězový převod má velký převodový poměr a napínací kladku pro lepší obepnutí hnacího pastorku. U této koncepce je dále patrná velmi malá osová vzdálenost mezi ozubenými koly.



Obrázek č. 7: Model vozidla s řetězovým převodem [12]

Na obrázku č. 8 je zobrazen model se čtyřtaktním motorem Honda, který má vyvedené výfukové potrubí s tlumičem hluku do zadní části vozidla. Je zde patrný i velmi malý převodový poměr, který má za následek zbytečně velkou rychlost vozidla při nízkých otáčkách motoru. Tato koncepce se dále vyznačuje velmi úzkým zadním kolem, které bude mít velmi malý součinitel odporu valení. Zároveň je třeba myslet i na boční síly, které působí při vyšších rychlostech v zatáčkách.



Obrázek č. 8: Ukázka modelu s řetězovým převodem [12]

Jednou z možností, jak se vyhnout složité výrobě rozměrného hnaného ozubeného kola, je vhodná úprava ráfku kola. Dle mého mínění by se dal k ráfku připevnit prstenec s ozubením. Tím by se výrazně snížila hmotnost a nebylo by nutné řešit upevnění ozubeného kola na osu zadního kola.

2.2.2 Motor s řetězovým převodem vícestupňovým

Jedná se o koncepcí s vícestupňovými řetězovými převody, které slouží nejen ke zvýšení převodového poměru, ale i ke zmenšení rozměrů zadní hnané rozety a zvětšení hnacího pastorku. Pastorek tedy obsahuje dostatečné množství zubů, při kterém nebude docházet k vyjetí řetězu ze své dráhy.

Výhody:

- ideální rozměry ozubených kol pro výrobu,
- dosažení vysokého převodového poměru,
- možnost případného připojení pomocných systémů pro pohon (setrvačnicku) nebo spouštěče motoru.

Nevýhody:

- vyšší převodové ztráty způsobené třením více částí,
- složitější upevnění převodů,
- zabere více prostoru.

2.2.2.1 Modely pohonu vozidla z Univerzity Dalhousie v Kanadě [13], [14], [15], [16]

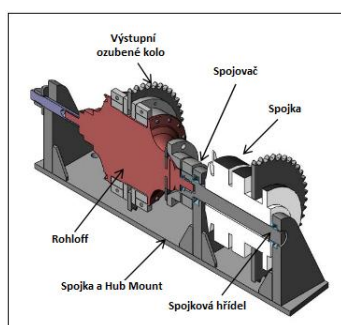
Model na obrázcích č. 9 a 10 pohání motor Honda GX35. Na rozdíl od motoru Briggs a Stratton, který používali v předchozích letech, se jedná o velmi lehký a úsporný motor. Sestava motoru a převodů je velmi propracovanou koncepcí s mnoha vylepšeními. Původní zapalování motoru jiskrou je nahrazeno plazmovým systémem. Palivový systém s elektrickým čerpadlem je nahrazen tlakovým palivovým systémem. Motor se spouští elektrickým startérem, a to pomocí vlastního převodu. Do provozu je pak uváděn třecí spojkou. Převodový systém je tvořen speciální převodovkou Roloff Speedhub s velkou účinností 96-98%. Planetová převodovka poskytuje až 526% rozsah převodů. Řazení čtrnácti rychlostních stupňů ovládá řidič ručně řadící pákou. Převodovka umožňuje plynulou změnu převodového poměru a udržuje tak řetěz v konstantní rovině. Značnou nevýhodou této převodovky je její vysoká cena, která se například v České republice pohybuje nad hodnotou 20 000 Kč. Této převodovky se využívá pro řazení převodů špičkových jízdních kol. [13]



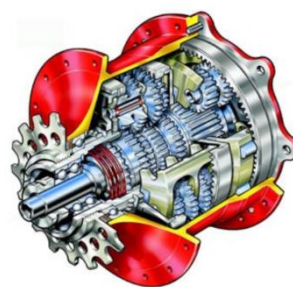
Obrázek č. 9: Dvoustupňový převod Kanada [14]



Obrázek č. 10: Dvoustupňový převod Kanada [14]



Obrázek č. 11: Převodový systém [15]



Obrázek č. 12: Planetová převodovka Roloff [15]

Model na obrázku č. 13 poukazuje na dvourychlostní převodovku na zadním kole. Převodovka v tomto případě představuje klasickou přehazovačku známou z obyčejného jízdního kola. Přehazovačka slouží pro lepší rovnováhu sil a snížení spotřeby paliva tím, že motor pracuje v optimálním rozsahu otáček. První stupeň se používá k rozjíždění a druhý k udržování požadované průměrné rychlosti.

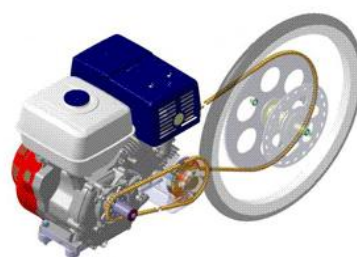


Obrázek č. 13: Zadní hnané kolo s přehazovačkou [16]

2.2.2.3 Ostatní možnosti pohonu s vícestupňovým převodem



Obrázek č. 14: Model s vícestupňovým převodem [17]



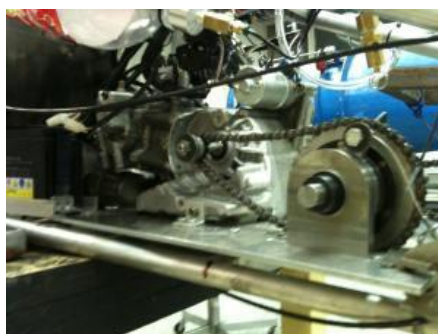
Obrázek č. 15: Model s vícestupňovým převodem [18]



Obrázek č. 16: Model s vícestupňovým převodem [19]



Obrázek č. 17: Model s vícestupňovým převodem [20]



Obrázek č. 18: Model s vícestupňovým převodem [16]

2.2.3 Motor s řemenovým převodem jednostupňovým [12]

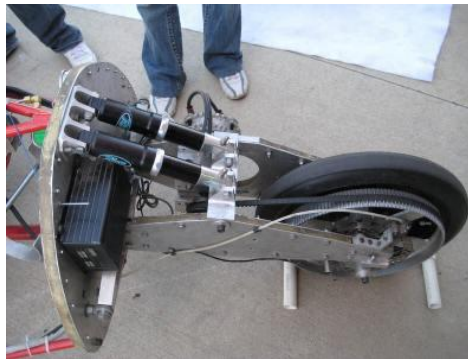
U modelů se používá ozubený řemen, kde nevzniká skluz a zároveň nedochází ke kolísání převodového poměru. Na rozdíl od řemenových převodů s třecí vazbou není potřeba vysokého předpětí, které vede k většímu zatížení hřídelů a ložisek.

Výhody:

- nižší výrobní a provozní náklady,
- klidný a tichý chod, tlumení momentových rázů,
- možnost přenosu výkonu na větší vzdálenosti,
- vysoká účinnost.

Nevýhody:

- větší rozměry,
- vyrobitelnost rozměrné řemenice,
- citlivost řemene na teplotu, prach, olej.

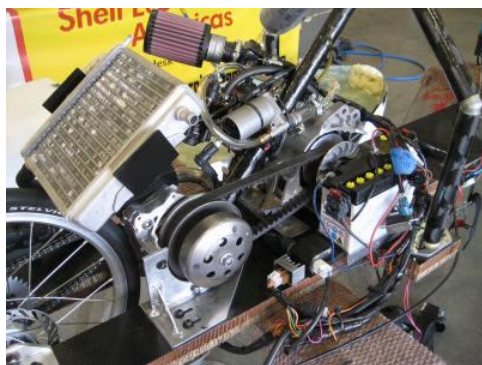


Obrázek č. 19: Ukázka řemenového převodu [12]

2.2.4 Motor s řemenovým i řetězovým převodem [12], [21]

Spojením těchto dvou kombinací se využívají výhodné vlastnosti obou převodů. Zejména dochází ke zvětšení potřebného vysokého převodového poměru při zachování vyhovující velikosti převodových kol pro jejich výrobu.

Model na obrázcích č. 20 a 21 je osazen motorem, který byl původně použit u skútru Yamaha 50 CC EFI. Motor s důmyslným výfukovým systémem pro šetření paliva je vodou chlazený.



Obrázek č. 20: Řemenový i řetězový převod [12]



Obrázek č. 21: Řemenový i řetězový převod [12]

Na obrázku č. 22 a 23 je zobrazen motor s řemenovým třecím převodem a napínací kladkou pro předpětí řemenu. Za tímto prvním převodem je ozubený pastorek pro válečkový řetěz, který tvoří druhý převod. Tato koncepce slouží ke zvýšení převodového poměru při dodržení požadavku na malé rozměry převodového systému.



Obrázek č. 22: Řemenový převod [21]



Obrázek č. 23: Ozubený pastorek [21]

2.2.5 Motor Honda GX35 s automatickou převodovkou CVT [22], [23], [24]

Varianta s automatickou převodovkou CVT je z hlediska převodového poměru nejlepší. Převodovka automaticky nastaví ideální převodový poměr, který je výhodný pro rozjezd i udržení konstantní rychlosti pro nejnižší spotřebu paliva. Motor pracuje ve stabilní oblasti s ideálními otáčkami motoru, a tak nedochází k práci motoru ve vysokých otáčkách.



Obrázek č. 24: Honda GX35 s převodovkou CVT [22]



Obrázek č. 25: Jednotlivé díly převodovky CVT [23]



Obrázek č. 26: Jednotlivé díly převodovky CVT [24]

2.2.6 Motory s planetovou převodovkou [25], [26]

U tohoto výhodného provedení se využívá vysokého převodového poměru, který vytváří planetová převodovka. Převod se vyznačuje vysokou účinností a tichým chodem. Jeho nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady. Namáhání se rozloží do více satelitů, a tedy na velký počet zubů. Tím planetová převodovka dosahuje jednak malých rozměrů, tak i optimální hmotnosti, které vyžaduje eco-vozidlo.



Obrázek č. 27: Honda s planet. převodovkou [25]



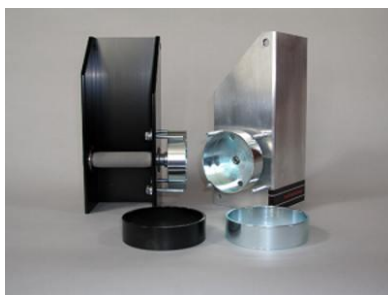
Obrázek č. 28: Motor s planet. převodovkou v rámu [26]

2.2.7 Motory s třecím válečkem [27], [28], [29]

Tato koncepce se používá pro montáž na jízdní kolo. V soutěži o nejnižší spotřebu paliva se téměř nevyskytuje. Je to zapříčiněno vysokými ztrátami způsobenými skluzem pryžového válečku a kola. Tento systém se vyznačuje jednak jednoduchostí a nízkou hmotností, ale i svojí optimální velikostí. Sestava se používá k účelům pohonu jízdních kol a její aktuální cena se pohybuje okolo 16 000 Kč.



Obrázek č. 29: Motor Honda GX35 s příslušenstvím pro montáž na jízdní kolo [27]



Obrázek č. 30: Buben odst. spojky s třecím válečkem [28]



Obrázek č. 31: Montáž na jízdním kole [29]



Obrázek č. 32: Model s třecím válečkem [30]

2.3 Vlastní návrh provedení vozidla pro kategorii „prototype“

Předmětem dalšího zkoumání je návrh vozidla, jenž vychází z mnoha uvažovaných konstrukčních řešení, která odpovídají pravidlům závodu Shell Eco-marathon.

2.3.1 Karosérie

Rám vozidla, jenž je předmětem diplomové práce mého kolegy Bc. Štěpána Minaříka, je tvořen příhradovou konstrukcí z trubek. Na rám jsou kladeny hlavní požadavky týkající se malé hmotnosti a vysoké pevnosti. Rám tedy tvoří nosnou část celého vozidla, na kterou jsou připojeny jednotlivé komponenty. Musí umožnit uložení kol, posed a pohodlí řidiče, výhled z vozidla, dostatečnou velikost prostoru pro řidiče a prostoru pro pohon (tyto dva prostory musí být odděleny nehořlavou stěnou). Dle pravidel musí rám vydržet statické zatížení 700 N působící v jakémkoliv místě bez deformací.

Jako nejvýhodnější z hlediska stability jízdy při zatáčení je verze experimentálního vozidla čtyřkolového. Z pohledu přenosu výkonu je výhodné použít tříkolovou verzi, a to zejména tak, že přední část bude osazena dvěma hnanými řídicími koly a vzadu bude umístěno centrálně jedno hnací kolo. Brzdový systém na kolech by se mohl inspirovat kotoučovým brzdovým systémem použitým ve stále větší míře na jízdnicích kolech. Ovládání brzdy je umožněno pohybem páčky, která zatáhne lanko, a tím se přitlačí brzdové válečky s destičkami ke kotouči.

Další důležitou součástí eco-vozidla z hlediska spotřeby paliva je vlastní kabina, která se stala předmětem diplomové práce mého kolegy Bc. Milana Kubíčka. Zde hraje nejdůležitější roli hmotnost, aerodynamika i přívod vzduchu k motoru a řidiči vozidla. Tvar kabiny má zásadní vliv na součinitel odporu vzduchu a čelní plochu vozidla, které určují velikost odporu vzduchu při vyšších rychlostech. Přívod vzduchu k motoru je důležitý pro jeho efektivní práci. Nedostatečný přívod vzduchu způsobuje zvýšení spotřeby paliva. Cirkulace vzduchu v kabině řidiče je též důležitou součástí koncepce. Zejména působením nadměrného tepla by mohlo dojít k udušení řidiče.

2.3.2 Motor

Jako nejvhodnější kandidát pro pohon se jeví malý, lehký a konstrukčně nejjednodušší zážehový čtyřtaktní motor, který se vyznačuje velmi nízkou spotřebou paliva. Této nízké spotřeby je většinou dosahováno tranzistorovým bezkontaktním zapalováním, vysokou účinností motoru a jeho propracovaným systémem. Na výsledek má vliv přesná výroba a mazání motoru. Nedílnou součástí motoru je jeho uložení do rámu vozidla. Motor musí být uložen pevně, aby se neměnila osová vzdálenost převodového ústrojí (řetězu nebo řemenu). Současně musí být uložen pružně, aby nedocházelo k přenášení rázů od nerovností vozovky a vlastních nepříjemných vibrací motoru do rámu. Dle předpisů pořadatele závodu musí být motor vybaven prvky, které zahrnují například tlačítko pro nouzové vypnutí motoru, omezení hluku motoru pomocí výfukového systému apod.

2.3.3 Převodové ústrojí

Pro přenos výkonu od motoru na zadní kolo je nutné zpracovat více koncepcí pro posouzení nejvhodnější a nejvýhodnější z nich. Musí se zohlednit mnoho faktorů, a to například: hmotnost, jednoduchost, účinnost (vliv na spotřebu paliva), vhodný převodový poměr (nejlépe měnitelný), spolehlivost, funkčnost nebo vyrobitelnost. Podrobněji je tato problematika popsána v kapitole 5. Návrh řešení převodového ústrojí.

3 Požadavky na pohon eco-vozidla

Hlavním požadavkem, který se předpokládá v soutěži Shell Eco-marathon, je vytvořit prototyp vozidla s nejnižší spotřebou paliva na závodním okruhu. Je třeba všechny komponenty vozidla navrhovat s co nejnižšími ztrátami a nejvyšší účinností. Největší pozornost při navrhování eco-vozidla je věnována pohonu a jízdním odporům. Je zapotřebí stanovit vhodný spalovací motor, který disponuje dostatečným výkonem. Motor je třeba nastavit na optimální provozní otáčky ve stabilní oblasti, ve které spotřebuje nejmenší množství paliva. Jednotlivé faktory jízdních odporů je třeba konstrukčně navrhnout tak, aby složky jízdních odporů dosahovaly co nejnižších hodnot pro úsporu síly potřebnou pro pohon.

3.1 Jízdní odpory [39]

Jsou to všechny síly působící proti pohybu vozidla, zejména síly tvořené vlivem prostředí. Tyto odporové síly jsou většinou překonávány motorem vozidla. Jedná se o tyto jízdní odpory: odpor valivý, odpor vzduchu, odpor stoupání, odpor setrvačný a popřípadě i odpor přivěsu. Za jistých podmínek jízdní odpory mohou působit jako poháněcí síly. Výjimkou je odpor valivý, který působí neustále proti pohybu.

3.1.1 Odpor valivý [31], [33], [36], [37]

Do odporu valení se jednak zahrnuje vliv deformace pneumatiky a vozovky, tak i třecí odpory v ložisku, které neustále brání vozidlu v pohybu. Odpor valení lze rozdělit podle toho, jak vzniká, tj. deformací pneumatiky nebo deformací vozovky. Ve skutečnosti dochází ke kombinaci obou případů, což je z hlediska výpočtů velice komplikovaná záležitost. Proto je tedy pro výpočet volena jízda po pevné vozovce s pružnou pneumatikou. Ta musí přenést svislé síly (zátížení), boční síly (při změně směru jízdy) a tečné síly (hnací a brzdná). Velikost odporu valení závisí na tření v pneumatice, smýkání dezénu po vozovce, jeho přisávání k vozovce a na počtu kol s pneumatikou.

Velikost odporu valení pro celé vozidlo se určí:

$$F_f = \sum_{i=1}^n Z_{Ki} \cdot f_i [N], \quad (3.1)$$

kde Z_K – radiální reakce vozovky na příslušném kole [N]

f – součinitel odporu valení pod příslušným kolem (viz tabulka č. 1), přesněji lze součinitel valivého odporu stanovit výpočtem z následujícího vztahu:

$$f = \frac{f_v + f_\epsilon \cdot r_\epsilon}{R} [-], \quad (3.2)$$

kde f_v – součinitel valivého odporu [mm]

f_ϵ – součinitel čepového tření [-]

r_ϵ – poloměr čepu ložiska [mm]

R – poloměr kola [mm]

Velikost součinitele odporu valení je závislá na konstrukci pneumatiky (průměr, šířka), na jejím materiálu, tlaku a teplotě, rychlosti jízdy, obvodové síle a zejména na povrchu vozovky, po které se vozidlo pohybuje.

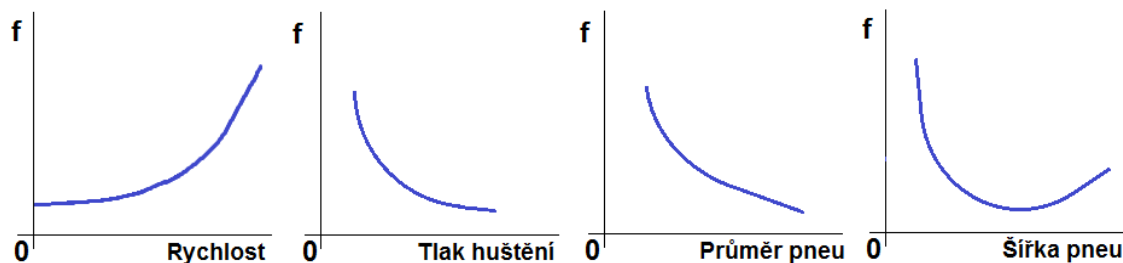
$$f = f_0 + c_1 \cdot V^{c_2}, \quad (3.3)$$

kde f_0 – součinitel valivého odporu při nulové rychlosti [-]

c_1 – konstanta vyplývající z konstrukce pneumatiky, udává výrobce pneumatik [-]

V – rychlost jízdy [km/h]

c_2 – konstanta valení dle typu vozidla (pro osobní vozidla $c_2 = 1$) [-]



Grafy č. 1: Závislost odporu valení na rychlosti, tlaku huštění a konstrukci pneumatiky [36]

Na prvním grafu je vidět, že se zvyšující rychlostí jízdy se zvětšuje součinitel odporu valení kola. Příčinou je skutečnost, že při vyšších rychlostech nestačí pneumatika vyrovnávat deformace, a tím narůstá tlak v přední části stopy pneumatiky. Díky tomu se posouvá radiální reakce s ramenem b dopředu a valivý moment se zvyšuje.

Povrch vozovky	Součinitel odporu valení [-]	Povrch vozovky	Součinitel odporu valení [-]
Asfalt	0,01 - 0,02	Travnatý terén	0,08 - 0,15
Beton	0,015 - 0,025	Hluboký písek	0,15 - 0,30
Dlažba	0,02 - 0,03	Čerstvý sníh	0,20 - 0,30
Makadam	0,03 - 0,04	Bahnitá půda	0,20 - 0,40
Polní cesta – suchá	0,04 - 0,15	Náledí	0,01 - 0,025
Polní cesta – mokrá	0,08 - 0,20		

Tabulka č. 1: Hodnoty součinitelů odporu valení na různém povrchu [32]

Kinematika valivého odporu:

Uvažuje se, že podložka pod kolem je absolutně tuhá, a tak se deformuje pouze pneumatika.

$$F_f = Z_K \cdot \frac{b}{r_D} [N], \quad (3.4)$$

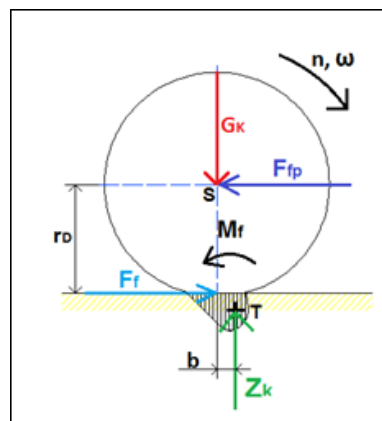
kde b – rameno valivého odporu [m]

r_D – dynamický poloměr kola (zvoleno 0,35 m)

$$M_f = F_f \cdot r_D = Z_K \cdot b [Nm], \quad (3.5)$$

kde M_f – moment odporu proti valení kola [Nm]

Moment odporu proti valení kola vzniká tím, že se pneumatika působením tlaku na pevnou podložku deformuje a posunuje radiální reakci do těžiště plochy tohoto tlaku o rameno b . A tím tedy vzniká dvojice sil (zatížení kola G_K a radiální reakce Z_K), která tvoří moment, jenž působí proti otáčení kola.



Obrázek č. 33: Síly působící na kolo při valení se po vozovce [39]

Vzorec pro výpočet odporu valení (uvažuje se stejná hodnota součinitele odporu valení pro každé kolo, neboli zjednodušení vzorce 3.1):

$$F_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (3.6)$$

Ve vzorci (3.6) pro odpor valení je pořadatel závodu omezena hmotnost experimentálního vozidla na 140kg bez řidiče. Přitom minimální hmotnost řidiče musí být 50kg včetně veškerého vybavení, tj. nehořlavé kombinézy, přilby, komunikačního zařízení apod. Dále je stanoveno, že závodní okruh bude bez stoupání nebo klesání.

Výpočet hodnoty odporu valení se pro jednoduchost uvažuje s neměnnou hodnotou součinitele odporu valení z důvodu malého rozptylu rychlosti vozidla, kterou bude na okruhu udržovat téměř na konstantní úrovni:

$$F_f = m \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha = 130 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos 0^\circ = 19,13 \text{ N,}$$

kde m – celková hmotnost ($m = m_v + m_o$) [kg]

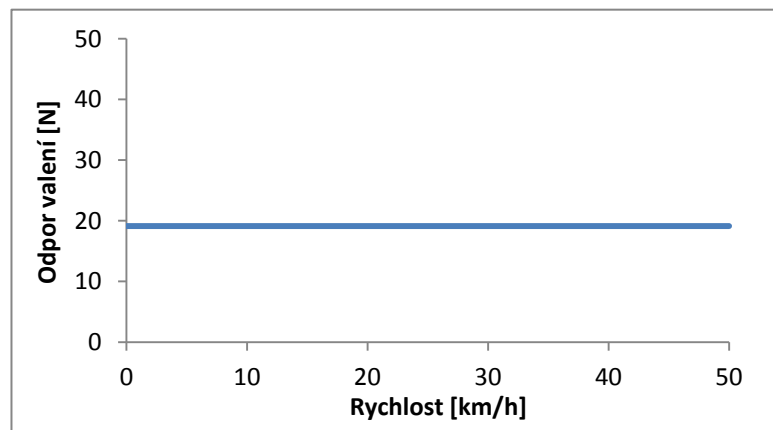
m_v – hmotnost eco-vozidla (zvolena 55kg)

m_o – hmotnost osoby včetně veškerého vybavení (zvolena 75kg)

g – tíhové zrychlení ($9,81 \text{ m/s}^2$)

f – součinitel odporu valení (dle tabulky č. 1 volím střední hodnotu pro asfalt = 0,015)

α – úhel sklonu vozovky (jízda po rovině) [°]



Graf č. 2: Odpor valení při určité rychlosti eco-vozidla

Ze vzorce (3.6) vyplývá, že důležitým faktorem v odporu valení je velikost radiálního zatížení kola. Snížení hmotnosti vozidla nebo řidiče zapříčiní výrazné zmenšení odporu valení. Dále mohou být použity i pneumatiky s nízkou hodnotou součinitele odporu valení.

3.1.2 Odpor vzduchu [31], [32], [33], [34], [37], [40]

Složka odporu vzduchu neboli aerodynamický odpor vzniká tím, že se vytlačuje vzduch z prostoru před vozidlem do prostoru za vozidlem. Odpor vzduchu působí tlakovým a

třecím odporem na vozidlo. Při pohybu proud vzduchu kopíruje tvar vozidla a působí statickým tlakem, který se mění v každém zaobleném místě karosérie. Třecí odpor vzniká ztrátovým prouděním vzduchu kolem karosérie vozidla.

Do odporu vzduchu se dále řadí i ztráty způsobené průchodem vzduchu chladicí soustavou a ventilační ztráty kol při otáčení. Výhodou pro eco-vozidlo by bylo, kdyby všechna kola byla skryta pod karosérií. Zamezilo by se tím vzniku vířivých sil způsobených pohybem kola ve volném prostředí. Síla odporu vzduchu působí v takzvaném aerodynamickém středu a narůstá exponenciálně s druhou mocninou rychlosti.

Velikost odporu vzduchu se určí:

$$F_V = c_x \cdot S_{\varepsilon} \cdot p_D \text{ [N]}, \quad (3.7)$$

kde c_x – součinitel odporu vzduchu [-]

S_{ε} – čelní plocha [m^2]

p_D – dynamický vztlak [Pa]

Dynamický vztlak se určí z následujícího výrazu:

$$p_D = \frac{\rho}{2} \cdot v_v^2 \text{ [Pa]}, \quad (3.8)$$

kde ρ – hustota vzduchu [kg/m^3]

v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [m/s]

Pro zjištění přesné hodnoty hustoty vzduchu v daném měřeném prostředí je potřeba změřit teplotu a tlak vzduchu. Naměřené hodnoty se dosadí do následujícího vztahu:

$$\rho = \frac{354 \cdot p}{(t + 273)} \text{ [kg/m}^3\text{]}, \quad (3.9)$$

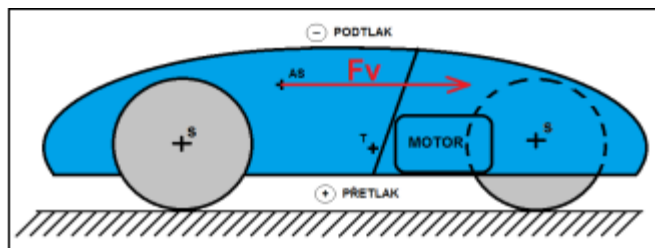
kde p – tlak vzduchu [bar]

t – teplota vzduchu [$^{\circ}C$]

Zjednodušený vzorec pro výpočet odporu vzduchu, který vychází z Bernoulliho rovnice pro proudění kapalin:

$$F_V = 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\varepsilon} \cdot V_V^2 \text{ [N]}, \quad (3.10)$$

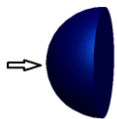
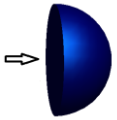
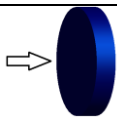

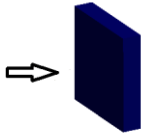
kde V_V – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla [km/h]



Obrázek č. 34: Síla odporu vzduchu působící při jízdě eco-vozidla

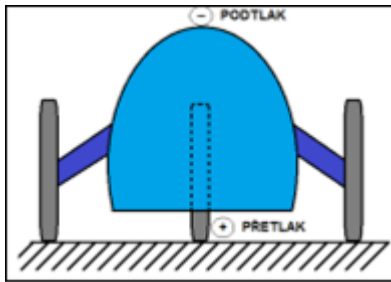
Typ vozidla	Součinitel odporu vzduchu [-]	Čelní plocha [m ²]
Osobní automobily	0,3 - 0,4	1,6 – 2,0
Sportovní vozy	0,3 - 0,35	1,1 – 1,6
Závodní vozy – nekrytá kola	0,4 - 0,6	0,7 – 1,3
Závodní vozy – krytá kola	0,25 - 0,35	0,8 – 1,5
Nákladní vozy – valník	0,8 - 1,0	4 – 7
Nákladní vozy – s plachtou	0,6 - 0,8	5 – 8

Tabulka č. 2: Hodnoty součinitelů odporu vzduchu a čelních ploch různých vozidel [35]

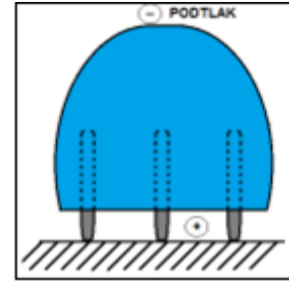
Tvar tělesa	Součinitel odporu vzduchu [-]
	Bez dna – 0,34 Se dnem – 0,40
	Bez dna – 1,33 Se dnem – 1,17
	1,11
	L/d = 1 - 0,91 2 - 0,85 4 - 0,87 7 - 0,99
	a/b = 1 - 1,10 2 - 1,15 4 - 1,19 10 - 1,29

Tabulka č. 3: Hodnoty součinitele odporu valení vybraných ploch [34]

Přesnou hodnotu součinitele odporu vzduchu pro eco-vozidlo lze přesně určit z experimentální zkoušky v aerodynamickém tunelu. Nejčastější hodnoty pro závody Shell Eco-marathonu se pohybují v rozmezí $c_x = 0,07 - 0,17$.



Obrázek č. 35: Čelní plocha eco-vozidla



Obrázek č. 36: Čelní plocha s koly uvnitř eco-vozidla

Čelní plochu eco-vozidla lze přibližně určit sečtením jednotlivých ploch z obrázku č. 35 nebo č. 36. Přesnou hodnotu čelní plochy a součinitele odporu vzduchu stanovil kolega Bc. Milan Kubiček, který řeší ve své diplomové práci plášť eco-vozidla. Prováděl případ s koly uloženými uvnitř vozidla s čelní plochou $S_\xi \approx 0,65 \text{ m}^2$. Při sestavení celého pláště vytvořil virtuální model vozidla a provedl příslušné analýzy MKP. Výpočtem zjistil hodnotu součinitele odporu vzduchu, která se pohybovala okolo $c_x \approx 0,13$.

Hodnota odporu vzduchu pro eco-vozidlo při dosažení uvažované maximální rychlosti:

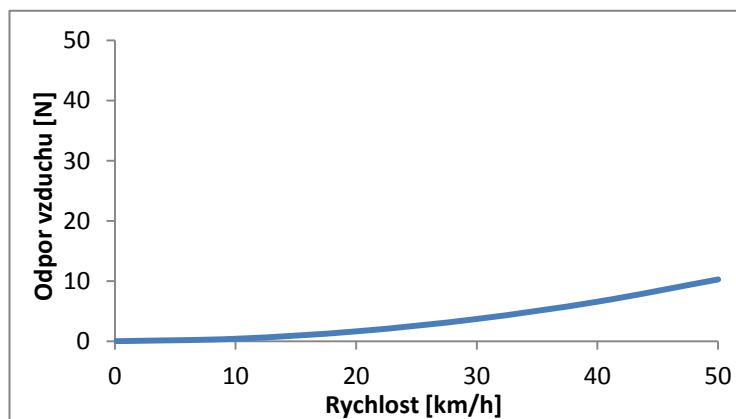
$$F_V = c_x \cdot S_\xi \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_v^2 = 0,13 \cdot 0,65 \cdot \frac{1,26}{2} \cdot 12,5^2 = 8,32 \text{ N},$$

kde c_x – součinitel odporu vzduchu (zadáno 0,13)

S_ξ – čelní plocha (zadáno $0,65 \text{ m}^2$)

ρ – hustota vzduchu (zvolena $1,26 \text{ kg/m}^3$)

v_v – výsledná (náporová) rychlost proudění vzduchu kolem vozidla (odhadovaná maximální rychlost pro eco-vozidlo je $45 \text{ km/h} = 12,5 \text{ m/s}$)



Graf č. 3: Odpor vzduchu v závislosti na rychlosti eco-vozidla

Z grafu č. 3 vyplývá, že složka odporu vzduchu je velmi malá ve srovnání s osobními vozidly. Je to způsobeno velmi malým součinitelem odporu vzduchu a malou čelní plochou

eco-vozidla. U klasických vozidel začíná být složka odporu vzduchu významná od rychlosti 50 km/h, kde se již výrazně projevuje exponenciální růst odporu s druhou mocninou rychlosti. Součinitel odporu vzduchu a čelní plocha eco-vozidla mají zásadní vliv na spotřebu paliva, proto je nutné se touto problematikou zabývat. Vhodnou úpravou pláště vozidla lze tyto vstupní hodnoty snižovat a dosáhnout tak uspokojivých výsledků.

3.1.3 Odpor proti stoupání [31], [32], [37]

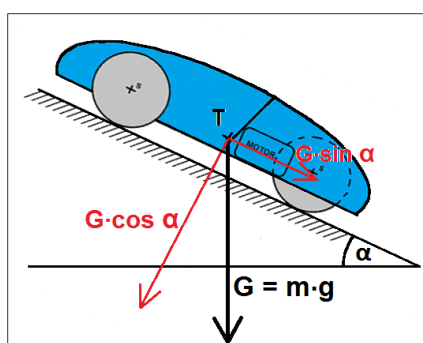
Odpor je dán celkovou hmotností eco-vozidla na úhlu náklonu vozovky. Síla tohoto odporu vychází z těžiště vozidla. Tento odpor při jízdě do svahu dosahuje největších hodnot ze všech jízdních odporů. Naopak při jízdě ze svahu velmi pomáhá motoru v pohonu, a tím se tato složka odporu stává pohonnou silou. Při výpočtu se bude tato hodnota zanedbávat, z důvodu vlastností závodní tratě, která je dle pořadatele závodu volená pouze po rovině.

Velikost odporu proti stoupání se určí:

$$F_S = G \cdot \sin \alpha \text{ [N]}, \quad (3.11)$$

kde G – tíha eco-vozidla [N]

α – úhel sklonu vozovky [°]



Obrázek č. 37: Síly působící na eco-vozidlo při překonávání stoupání

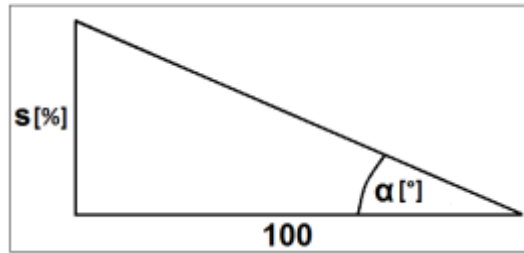
Při jízdě ze svahu snižuje odpor stoupání trakční sílu:

$$F_S = -G \cdot \sin \alpha \text{ [N]}, \quad (3.12)$$

Stoupání vozovek se obvykle uvádí v procentech a udává, o kolik metrů stoupne vozovka na sto metrech. Převod stoupání v procentech na stupně se provede dle následujícího vztahu:

$$\alpha = \arctan\left(\frac{s}{100}\right) \text{ [°]}, \quad (3.13)$$

kde s – stoupání vozovky [%]



Obrázek č. 38: Stoupání vozovky

3.1.4 Odpor proti zrychlení [31], [33], [36], [41]

Tento poslední jízdní odpor proti zrychlení je vlastně odpor všech setrvačných hmot proti zrychlení eco-vozidla. Z toho vyplývá, že tento jízdní odpor působí pouze při změně rychlosti vozidla, tedy při rozjíždění nebo brzdění. V diplomové práci Bc. Lukáše Bačkovského se zdůrazňuje setrvačná síla při přerušovaném jízdním cyklu. Zdůvodnil, že v době, kdy se vozidlo pohybuje určitou rychlostí, je nutné motor vypnout. Setrvačnou silou se po jistou dobu vozidlo pohybuje do určité rychlosti, než je motor opětovně nastartován a vozidlo je znovu uvedeno do chodu. Opět dochází k akumulování energie a celý cyklus se opakuje. Při této strategii jízdy je nutné, aby okolní odpory prostředí měly co nejmenší hodnotu. Musí se brát v úvahu jednak zrychlení při rozjezdu celého vozidla, ale rovněž také zrychlení posuvných i rotačních částí. Například pohyb pístu, ojnice, hřídele, ozubených kol a mnoho dalších.

Velikost odporu proti zrychlení vozidla obecně:

$$F_Z = F_{zT} \cdot F_{z1} \cdot F_{z2} \cdot F_{zR} [N], \quad (3.14)$$

kde F_{zT} – setrvačné síly proti změně posuvného pohybu celého vozidla [N]

$F_{z1,2}$ – setrvačné síly proti změně úhlového zrychlení kol [N]

F_{zR} – setrvačné síly proti změně úhlové rychlosti hnacího ústrojí [N]

Velikost odporu proti zrychlení vyplývá z II. Newtonova pohybového zákona:

$$F_Z = m \cdot a \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{m \cdot r_D^2} \cdot \left[\sum_{i=1}^n J_K + (J_M + J_{SP}) \cdot i_c^2 \right] \right\} = m \cdot a \cdot \vartheta [N], \quad (3.15)$$

kde m – celková hmotnost [kg]

J_M – moment setrvačnosti motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

a – zrychlení eco-vozidla [m/s^2]

J_{SP} – moment setrvačnosti spojky [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

i_c – celkový převodový poměr [-]

J_K – moment setrvačnosti kola [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ϑ – součinitel vlivu pohybujících se hmot (hodnota se při jízdě mění, záleží na převodovém poměru) [-]

V některých literaturách se udává součinitel vlivu pohybujících se hmot ve vzorci:

$$\vartheta = 1,03 + 0,05 \cdot i_k^2 [-], \quad (3.16)$$

kde i_k – převodový poměr měnitelných převodů pro daný rychlostní stupeň [-]

Součinitel vlivu pohybujících se hmot	Rychlostní stupně	
	nejvyšší	Nejnižší
Osobní automobily	1,04 – 1,0	1,8 – 6,8
Nákladní automobily - silniční	1,06 – 1,1	1,4 – 3
Nákladní automobily - terénní	1,08 – 1,35	5 – 8

Tabulka č. 4: Hodnoty součinitelů vlivu pohybujících se hmot pro určitá vozidla [36]

Velikost odporu při zpomalení neboli brzdění (naakumulovaná setrvačná síla pohání vozidlo vpřed po dobu jejího vyčerpání díky odporům prostředí):

$$F_{zp} = m \cdot (-a) \cdot \vartheta \text{ [N]} \quad (3.17)$$

Výpočet odhadovaného zrychlení eco-vozidla:

Předpokládá se, že zrychlení bude nejvíce působit do rychlosti 30 km/h a odhadovaný čas postupného zrychlení je 60 sekund.

$$a = \frac{v}{t} = \frac{30}{\frac{3,6}{60}} = 0,14 \text{ m/s}^2 \quad (3.18)$$

Výpočet odporu zrychlení pro eco-vozidlo:

$$F_z = m \cdot a \cdot \vartheta = 130 \cdot 0,14 \cdot 1,02 = 18,56 \text{ N},$$

kde ϑ – součinitel vlivu pohybujících se hmot eco-vozidla (pro určení přesné hodnoty by bylo zapotřebí mít k dispozici reálnou konstrukci, proto volím sníženou hodnotu dle tabulky č. 4 pro osobní automobily = 1,02)

Velikost síly odporu proti zrychlení eco-vozidla je nutné započítávat při rozjíždění. Při jízdě konstantní rychlostí již odpor proti zrychlení nepůsobí. Velikost odporu se započte pouze do rychlosti 30 km/h.

3.2 Potřebná hnací síla a výkon [31], [32], [36], [37]

Celková hnací síla je určena součtem jednotlivých jízdních odporů, které působí proti směru pohybu vozidla.

$$F_T = F_f + F_V + F_s + F_z [N], \quad (3.19)$$

kde F_T – trakční (hnací) síla [N] F_s – odpor ze stoupání [N]
 F_f – odpor valení [N] F_z – odpor proti zrychlení [N]
 F_v – odpor vzduchu [N]

Obecná pohybová rovnice:

$$m_{RED} \cdot a = F_T - g \cdot \Psi \cdot (m + m_P) - 0,048 \cdot c_x \cdot S_{\check{c}} \cdot V^2, \quad (3.20)$$

kde m_{RED} – redukovaná hmota, kterou uvádíme do pohybu [kg·m/s]
 Ψ – odpor vozovky [–]
 m – hmotnost vozidla [kg]
 m_P – hmotnost přívěsu [kg]

$$m_{RED} = m \cdot v + m_P \cdot v [kg \cdot m/s], \quad (3.21)$$

kde v – rychlost jízdy [m/s]

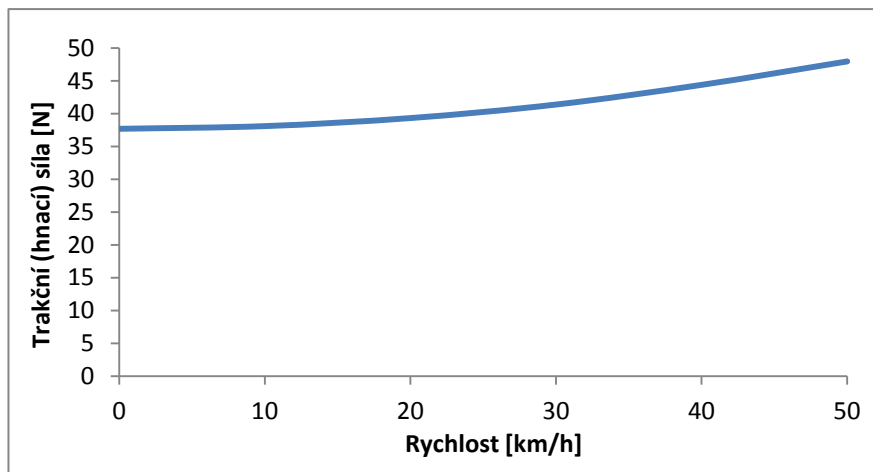
$$\Psi = f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha [–] \quad (3.22)$$

Potřebná hnací síla a výkon pro pohon eco-vozidla:

Pro výpočet se neuvažuje odpor proti stoupání vozovky, protože závodní okruh je volen po rovné vozovce bez sklonů. Vozidlo nebude ani táhnout přívěs, který je uvažován v obecné pohybové rovnici 3.20.

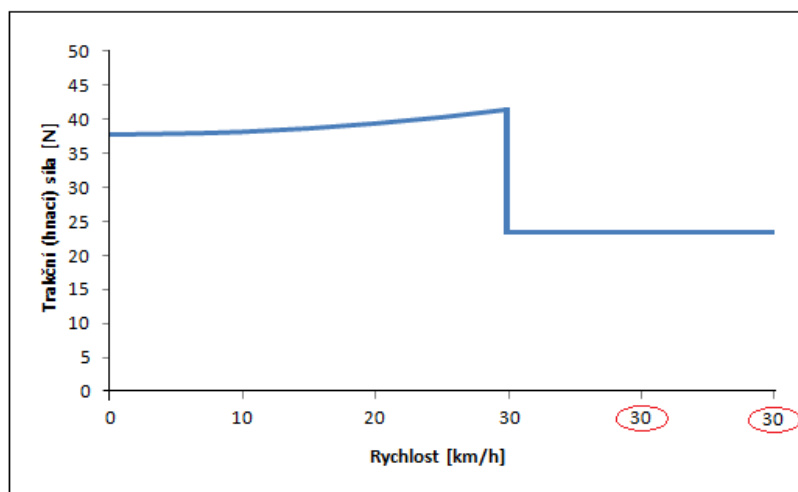
Stoupání	Odpory [N]	Rychlost jízdy eco-vozidla					
		0 km/h 0 m/s	10 km/h 2,78 m/s	20 km/h 5,56 m/s	30 km/h 8,33 m/s	40 km/h 11,11 m/s	50 km/h 13,89 m/s
0% 0°	F_f	19,13	19,13	19,13	19,13	19,13	19,13
	F_v	0,00	0,41	1,64	3,70	6,57	10,27
	F_z	18,56	18,56	18,56	18,56	18,56	18,56
	F_T	37,69	38,10	39,33	41,39	44,26	47,96

Tabulka č. 5: Vypočítané hodnoty hnací síly při určité rychlosti



Graf č. 4: Trakční (hnací) síla v závislosti na rychlosti

Z grafu č. 4 je vidět velmi malá potřebná hnací síla pro pohon eco-vozidla ve srovnání s osobními vozidly. Patrný je velmi pozvolný nárůst potřebné trakční síly s rychlostí jízdy, který je dán malou velikostí narůstajícího odporu vzduchu.



Graf č. 5: Trakční (hnací) síla v závislosti na rychlosti při ustálení na 30 km/h

Na grafu č. 5 je znázorněno, že po dosažení uvažované konstantní rychlosti 30 km/h již vozidlo nezrychluje, a proto přestane působit i odpor proti zrychlení vozidla. Hodnota setrvačné síly je tedy rovna nule. V grafu se tato závislost projeví skokovou změnou potřebné trakční síly, která se výrazně sníží.

Výpočet výkonu motoru a momentu na hnaném zadním kole eco-vozidla, který je třeba pro překonání všech jízdních odporů, se stanoví ze vztahu:

$$P_M = F_T \cdot v = \frac{M_K}{r_D} \cdot v \text{ [W]}, \tag{3.23}$$

kde M_K – moment na hnaném kole [Nm]

Rychlost [km/h]	0	10	20	30	40	50
Trakční síla [N]	37,69	38,10	39,33	41,39	44,26	47,96
Výkon P_M [W]	0	105,83	218,50	344,92	491,78	666,11
Moment M_K [Nm]	0	13,34	13,77	14,49	15,49	16,79

Tabulka č. 6: Výkon motoru a moment na hnaném kole eco-vozidla při určité rychlosti

Z tabulky č. 6 plyne, že potřebný hnací výkon motoru na hnaném kole, který stačí k překonání jízdních odporů při 50 km/h, je přibližně $P_M = 666 \text{ W}$.

Ke stanovení samotného výkonu motoru je třeba uvažovat účinnost, tj. ztráty všech převodů od zadního kola až ke klikové hřídeli motoru. Většinou se jedná o třecí ztráty. Předpokládá se, že účinnost všech převodů a ostatních rušivých vlivů má hodnotu $\eta = 0,94$.

$$P = \frac{P_M}{\eta} \text{ [W]} \quad (3.24)$$

Výpočet potřebného výkonu motoru, který by teoreticky stačil pro pohon eco-vozidla:

$$P = \frac{P_M}{\eta} = \frac{666,11}{0,94} \cong 709 \text{ W},$$

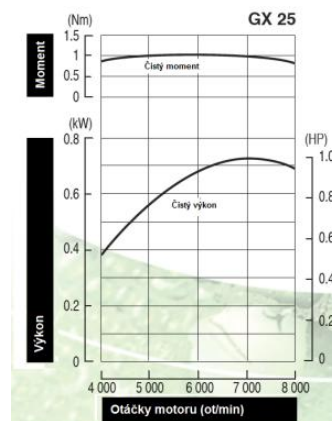
kde η – účinnost všech převodů [%]

3.3 Volba pohonné jednotky eco-vozidla [38]

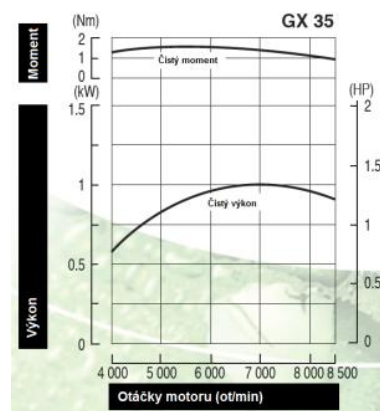
Minimální potřebný výkon, který by teoreticky stačil pro pohon eco-vozidla, byl výpočtově stanoven na $P = 0,71 \text{ kW}$.

K určení momentu motoru v závislosti na zadaných jízdních odporech (pouze odpor valivý, odpor vzduchu a odpor proti zrychlení) je nutné znát celkový převodový poměr, ten je třeba vypočítat již z parametrů motoru určeného pro pohon eco-vozidla.

V nabídce vhodných kandidátů pro pohon závodního eco-vozidla jsou motory od značky HONDA s označením GX25 nebo GX35. Tyto motory dosahují ideálních výkonů pro potřeby závodu. Kladně se může hodnotit jejich nízká spotřeba paliva. Motory od značky Briggs & Stratton nabízí motory se zbytečně vysokými zdvihovými objemy. Motor by měl vysokou spotřebu a značnou hmotnost.



Obrázek č. 39: Motor Honda GX25 a jeho výkonová a momentová charakteristika [38]



Obrázek č. 40: Motor Honda GX35 a jeho výkonová a momentová charakteristika [38]

Motor	HONDA GX25	HONDA GX35
Detailní typ motoru	OHC	OHC
Délka záruční doby	24 měsíců/ 12 měsíců	24 měsíců/ 12 měsíců
Typ motoru	Benzín	Benzín
Zdvihový objem (cm ³)	25	35,8
Vrtání x Zdvih (mm)	35 x 26	39 x 30
Čistý výkon kW/HP (ot/min)	0,7 / 1,0 (7000)	1,0 / 1,3 (7000)
Čistý krouticí moment Nm (ot/min)	1,0 (5000)	1,6 (5500)
Kompresní poměr	8 : 1	8 : 1
Spotřeba paliva (l/h při ot/min)	0,54/7000	0,71/7000
Chlazení	Vzduchem	Vzduchové
Zapalování	Tranzistorové bezkontaktní	Tranzistorové bezkontaktní
Předstih zapalování	30° (B.T.D.C) - fixní	27° (B.T.D.C) - fixní
Karburátor	Membránový	Membránový
Vzduchový filtr	Molitanová manžeta	Molitanová manžeta
Regulátor otáček	Ne	Ne

Mazání motoru	Nucené, olejovou mlhou	Nucené, olejovou mlhou
Množství motorového oleje (l)	0,08	0,1
Doporučené provozní teploty okolí (°)	-5° až +40°	-5 až +40
Startování	Ruční	Ruční
Vypínání motoru	Zkratováním primárního vinutí zapalování	Zkratováním primárního vinutí zapalování
Doporučené palivo	Bezolovnatý benzín	Bezolovnatý benzín
Objem palivové nádrže (l)	0,58	0,63
Smysl otáčení klikové hřídele	Proti směru pohybu hodinových ručiček	Proti směru pohybu hodinových ručiček
Suchá hmotnost motoru u základního provedení (kg)	2,78	3,33

Tabulka č. 7: Technické parametry motoru HONDA GX25 a GX35 [38]

3.3.1 Výpočet základních parametrů pohonu [31], [36]

Vzorec pro výpočet rychlosti eco-vozidla:

$$V = \frac{2 \cdot \pi \cdot 3,6 \cdot n_m \cdot r_d}{60 \cdot i_c} = \frac{0,377 \cdot n_m \cdot r_d}{i_c} \text{ [km/h]}, \quad (3.25)$$

kde n_m – otáčky motoru [ot/min]

π – Ludolfovo číslo [-]

$$i_c = \frac{0,377 \cdot n_m \cdot r_d}{V_{max}} = \frac{0,377 \cdot 7000 \cdot 0,35}{45} = 20,53 \cong 20,5 [-],$$

kde V_{max} – maximální rychlost eco-vozidla [km/h]

Vzorec pro výpočet postačujícího momentu motoru:

$$M_m = \frac{P_m}{2 \cdot \pi \cdot n_m} = \frac{F_T \cdot r_d}{\eta \cdot i_c} \text{ [Nm]} \quad (3.26)$$

Výpočtem momentu se ověří, který z motorů HONDA GX25 nebo GX35 odpovídá zadaným požadavkům:

$$M_m = \frac{F_T \cdot r_d}{\eta \cdot i_c} = \frac{47,96 \cdot 0,35}{0,94 \cdot 20,5} = 0,87 \text{ Nm}$$

Točivý moment motoru Honda GX25 je 1 Nm při 5000 ot/min. Po zadání teoretických hodnot do vzorce vyšel moment postačující, ale pouze s malou rezervou momentu motoru. Při vyšší rychlosti, a tím pádem i vyšších otáčkách motoru, by byl motor Honda GX25 nedostačující.

Točivý moment motoru Honda GX35 je 1,6 Nm při 5500 ot/min. Motor splňuje požadavky na moment i při vyšších otáčkách motoru.

Výpočet přebytečné trakční síly a rychlost jízdy:

Z momentové charakteristiky motoru na obrázcích č. 39 a 40 je možné sledovat průběh momentu v závislosti na otáčkách motoru. Po dosažení hodnot do příslušných vzorců se vypočítá přebytečná trakční síla a rychlost pro motory Honda GX25 a GX35. Výsledné hodnoty se porovnají a stanoví se výhodnější a vhodnější z nich.

$$F_{Tp} = F_{Tm} - F_{Tv} = \frac{M_m \cdot \eta \cdot i_c}{r_D} - F_{Tv}, \quad (3.27)$$

kde F_{Tm} – trakční síla motoru [N]

F_{Tv} – trakční síla při dané rychlosti jízdy, viz tabulka č. 6 [N]

Otáčky motoru n_m [ot/min]	Točivý moment M_m [Nm]	Rychlost jízdy V [km/h]	Trakční síla motoru F_{Tm} [N]	Přebytečná trakční síla F_{Tp} [N]
4000	0,80	25,75	44,05	3,64
5000	1,00	32,18	55,06	12,55
6000	1,05	38,62	57,81	13,99
7000	1,00	45,06	55,06	9,03
8000	0,75	51,49	41,29	-7,29

Tabulka č. 8: Moment Hondy GX25 v závislosti na přebytečné hnací síle při dané rychlosti

Otáčky motoru n_m [ot/min]	Točivý moment M_m [Nm]	Rychlost jízdy V [km/h]	Trakční síla motoru F_{Tm} [N]	Přebytečná trakční síla F_{Tp} [N]
4000	1,35	25,75	74,33	33,92
5000	1,55	32,18	85,34	42,83
6000	1,50	38,62	82,59	38,77
7000	1,40	45,06	77,08	31,05
8000	1,20	51,49	66,07	17,49
8500	0,95	54,71	52,30	2,32

Tabulka č. 9: Moment Hondy GX35 v závislosti na přebytečné hnací síle při dané rychlosti

Z tabulky č. 8 plyne velmi malá přebytečná trakční síla u slabší verze motoru na rozdíl od této síly působící v tabulce č. 9 pro silnější verzi motoru. U motoru GX35 je při dosažení maximální rychlosti jízdy ještě k dispozici dostatečná přebytečná síla. Tato rezerva přispívá k práci motoru při menší zátěži, což snižuje i spotřebu paliva. Po porovnání obou motorů byl pro pohon experimentálního vozidla vybrán motor Honda GX35, a to z důvodu vyšší rezervy výkonu a točivého momentu motoru.



Obrázek č. 41: Vymodelovaný motor Honda GX35



Obrázek č. 42: Vymodelovaný motor Honda GX35

3.3.2 Uzpůsobení motoru Honda GX35 pravidlům závodu

Výfukový systém

Dle pravidel závodu musí být zplodiny z výfukového potrubí odvedeny mimo karosérii vozidla, aby nedošlo k udušení řidiče. Současně výfukové potrubí nesmí přesahovat zadní část karosérie vozidla. Dále se od vozidel očekává, že budou jednak rozumně splňovat ekologickou normu, tak i eliminovat množství kouře a zápachu.

Vnější hluk vozidla

Hladina akustického tlaku vozidla nesmí překročit 90 dB při měření 4 metrů od výfuku vozidla. Tato hodnota akustického tlaku bude měřena před startem na závodní okruh u všech vozidel.

Nouzový vypínací systém motoru

Nouzový vypínací systém musí jít ovládat jednak z vnitřního prostoru vozidla, tak i z exteriéru vozidla. Je nutné, aby byl trvale nainstalován na všech vozidlech (není částí odnímatelné karoserie použité pro přístup do vozidla). Na tlačítku bílé barvy, tj. na nouzovém vypínacím systému, je červeným písmem napsané "ARROW". Je požadováno, aby tlačítko bylo alespoň 10 cm dlouhé a 3 cm široké. Je třeba, aby bylo umístěno na nejširším místě karoserie vozidla. Tento systém musí v případě potřeby vypnout motor.

Technická kontrola vozidla

Techničtí inspektoři ověřují před závodem technickou způsobilost každého závodního vozidla. Zároveň je v pravidlech zavedena i nahodilá kontrola technického stavu, aby byly zjištěny případné úpravy. V případě, že je technický stav v rozporu s pravidly, bude závodní tým okamžitě diskvalifikován.

4 Uložení motoru

Podstatnou součástí experimentálního vozidla tvoří uložení motoru a jeho částí. Správné umístění by mělo umožnit spolehlivou a ničím nerušenou činnost motoru a převodového ústrojí. Tyto komponenty lze měnit nebo posouvat za účelem zdokonalování. Proto by bylo vhodné umožnit nastavení osových vzdáleností mezi těmito částmi. Dalším důležitým úkolem je zamezení přenosu vibrací od motoru do rámu - velkou roli z tohoto hlediska hraje snaha o zajištění většího pohodlí pro řidiče vozidla. Tato část však není prioritní. Uložení motoru je potřeba zkonstruovat tak, aby odolalo namáhání při provozu.

Nedílnou součástí v návrhu uložení motoru je i poloha a umístění všech řídicích a ovládacích částí motoru. K motoru je třeba přivést dostatečné množství vzduchu a naopak je důležité odvést zplodiny, vzniknuvší během výfukové doby motoru, mimo prostor karosérie vozidla. Součástí motoru je i palivová soustava s palivovou nádrží od pořadatele závodu. Jednotlivé složky palivové soustavy by měly být uloženy na vhodná místa v motorovém prostoru vozidla. K ovládání motoru se zavede plynový pedál do kabiny řidiče a dle pořadatele je nainstalováno i nouzové tlačítko pro okamžité vypnutí motoru, jenž má přesně definovanou velikost. Doplnkovou součástí koncepce může být motor, který je vybaven elektrickým spouštěčem pro snadné nastartování motoru. Ocení se zejména v případě, kdy se snažíme ušetřit palivo, a to v rámci taktiky vypínání motoru.

4.1 Vložení motoru do rámu vozidla

V této podkapitole jsou předvedeny koncepce uložení motoru do rámu z různých univerzit, které se již několikrát zúčastnily soutěže o nejnižší spotřebu. Ve druhé části je předveden vlastní návrh uložení motoru Honda GX35 do příhradového rámu mého kolegy Bc. Štěpána Minaříka, který problematiku rámu experimentálního vozidla řeší ve své diplomové práci.

4.1.1 Příklady použitých koncepcí uložení motoru

4.1.1.1 Technická univerzita v Košicích [9]

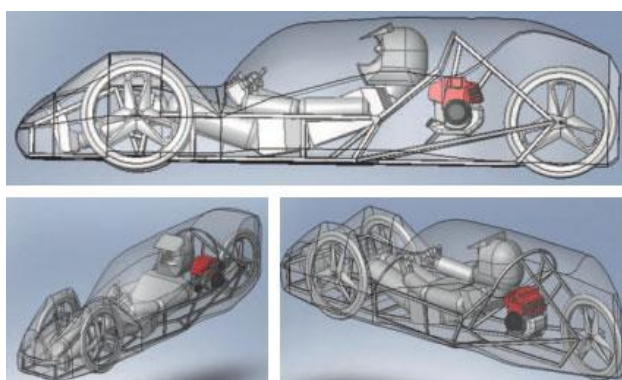
Na Technické univerzitě v Košicích se zabývají soutěží Shell Eco-marathon již od roku 1993 a pokaždé jejich konstrukce vyhověla přísným pravidlům pořadatele.

Uložení motoru je provedeno pomocí čtyř nebo dvou šroubů s maticemi, které jsou připojeny k rámu vozidla, jenž je k tomuto stavu přizpůsobený. Tato koncepce je výhodná z hlediska snadného přístupu k motoru a jednoduché manipulace s ním.



Obrázek č. 43: Uložení motoru z TU v Košicích [9]

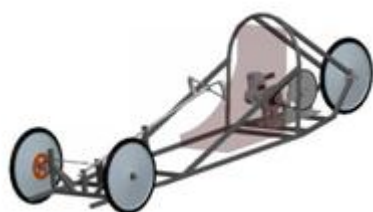
Na následujícím obrázku č. 44 je vymodelovaná karosérie s příhradovým rámem, do kterého je uložen motor Honda GX25.



Obrázek č. 44: Uložení motoru z TU v Košicích [9]

4.1.1.2 Univerzita v Illinois v USA [20]

U tohoto modelu je uložení provedeno tak, že se do podložky s opěrnými body vloží motor s převodem a tato celá sestava se připevní k příhradové konstrukci celého experimentálního vozidla.



Obrázek č. 45: Uložení motoru z univerzity v USA [20] Obrázek č. 46: Uložení motoru z univerzity v USA [20]

4.1.1.3 Škola Terakki Vakfi v Istanbulu v Turecku [42]

Tato koncepce se odlišuje od všech ostatních tím, že motor je uložen v zadní kapkovité části karosérie. U vozidla se tím zmenší rozvor, což vede k menšímu zhoršení stability při průjezdu vozidla zatáčkou. Naopak je motor více vzdálen od řidiče vozidla, což vede jednak k jeho menšímu ohrožení, tak i k snížené intenzitě vibrací, které jsou běžně

řidičem vozidla pociťovány. U motoru se lépe řeší výfukový systém, kterému při odvodu spalin do zadní části vozidla nebrání hnací kolo.



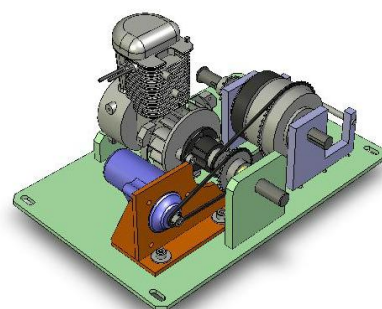
Obrázek č. 47: Uložení motoru v zadní části od studentů z Turecka [42]

4.1.1.4 Univerzita Dalhousie v Kanadě [15], [26], [43]

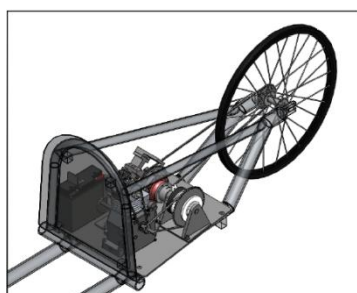
U tohoto provedení jsou všechny části pohonu (motor, převodový systém a elektrický startér) připevněny k rozměrné základní desce, jež je pomocí čtyř šroubů přišroubována k rámu vozidla. Vzájemné spojení všech částí způsobí neměnnou osovou vzdálenost jednotlivých převodů. Výhodou je i možnost jednoduchého vyjmutí základní desky při provádění úprav a oprav na motoru nebo převodech.



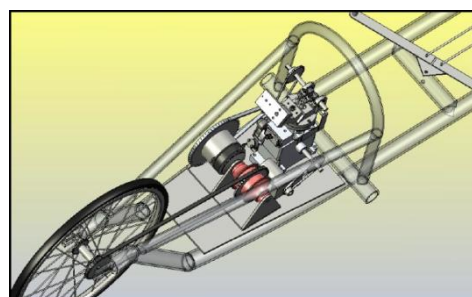
Obrázek č. 48: Uložení motoru z Kanady [48]



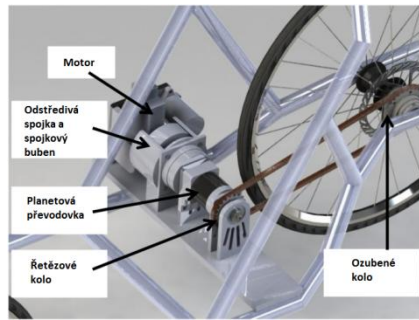
Obrázek č. 49: Vymodelovaná soustava uložení motoru [43]



Obrázek č. 50: Uložení motoru, Dalhousie [15]



Obrázek č. 51: Vymodelovaná soustava uložení, Dalhousie [15]

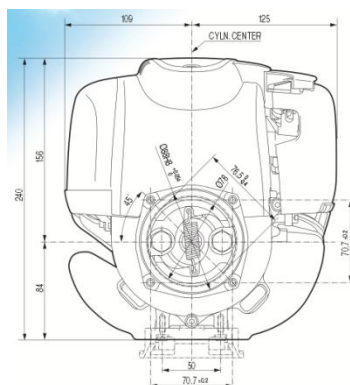


Obrázek č. 52: Uložení jednotlivých členů pohonu Dalhousie [26]

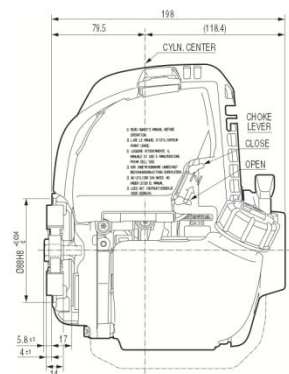
4.1.2 Vlastní provedení uložení motoru

Návrh uložení motoru musí splňovat určitá kritéria. Jedním z důležitých měřítek je pevnost a tuhost. Aby nedocházelo ke změně osové vzdálenosti, rám pro motor nebo uchycení by měly být dostatečně pevné. Dalším důležitým znakem jsou rozměry a tloušťka materiálu, u kterých se předpokládá, že budou odpovídat statickému i dynamickému zatížení. Například při jízdě zatáčkou působí na hmotu odstředivá síla, s níž je třeba počítat. Uložení musí umožnit změnu usazení motoru, a to jak podélně, tak i příčně. Hlavním důvodem je přesné ustavení a napnutí řetězu, popřípadě možnost záměny motoru nebo přidání či změna převodového ústrojí. Neméně důležitým požadavkem je i nízká hmotnost rámu, eventuálně i částečné zamezení vibrací (například použitím gumových podložek).

Rámové uložení je uzpůsobeno pro umístění motoru Honda GX35 s převodovým systémem. Dle rozměrové dokumentace je navržen rám, který je spojen s motorem na vhodných místech pomocí šroubu M6 s různými délkami závitu.



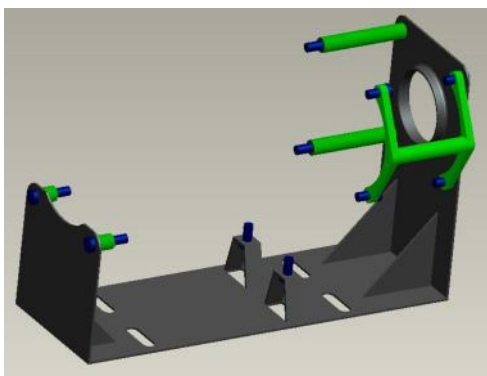
Obrázek č. 53: Rozměrové schéma Honda GX35 [44]



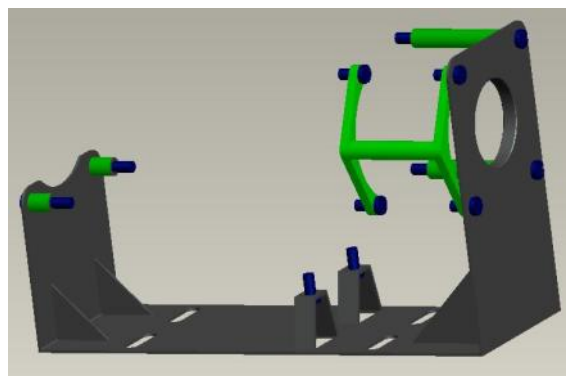
Obrázek č. 54: Rozměrové schéma Honda GX35 [44]

Rám je v předběžném návrhu tvořen materiálem P235GH o tloušťce $t = 1,5 \text{ mm}$ a je doplněný o výztuhy v podobě vzpěr. Tloušťka plechového rámu se dá zmenšit vhodným tvarováním. Tyto prolisy šetří materiál, a tím i snižují hmotnost rámu. Výstup z motoru je uchycen v kuličkovém ložisku, které je nalisováno do rámu motoru. Zeleně označené trubky o největším průměru 10 mm a úchyt slouží pro správnou funkci a pozici převodového systému.

Ve spodní části rámu jsou podélné otvory pro uchycení k příhradovému rámu eco-vozidla s možností změny napnutí řetězu, viz obrázek č. 55 a 56.



Obrázek č. 55: Model rámu uložení motoru



Obrázek č. 56: Model rámu uložení motoru

Po sestavení návrhu rámu motoru je zapotřebí ověřit jeho vlastnosti v praxi. Výroba a odzkoušení výrobku v provozu by byla nákladná a mohla by být nevyhovující nebo naopak velice předimenzovaná. Proto existují programové metody, kde se součást namodeluje a zatíží skutečnými silami, které na ni za provozu působí. Podle zásad MKP (metody konečných prvků) se provede na základě provozního zatížení pevnostní a tuhostní analýza. Únavová analýza v tomto případě není nutná, protože závodní vozidlo bude v činnosti krátkou dobu a únava materiálu by se zde ani neprojevila. Analýzami se ověří správnost umístění vzpěr, tloušťka materiálu rámu, velikosti a pevnosti šroubů. Program zobrazí kritická místa konstrukce, jimiž je nutné se zabývat. Při výrobě rámu motoru je zásadní zamezit vzniku trhlin a vad, musí se provést kontrola svárů a zaoblení ostrých hran. Tyto výrobní a kontrolní procesy zamezí zhroucení konstrukce v případném oslabeném místě, se kterým se při výpočtu neuvažuje.

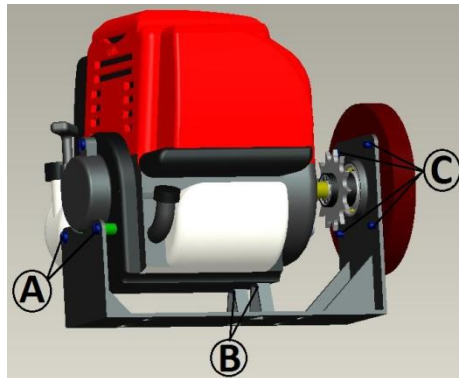
4.1.2.1 Výpočet rámu motoru

V této části mé práce jsou provedeny jednotlivé analýzy potřebné při návrhu rámu motoru. Pro názornost při výpočtu uvažuji dva druhy materiálů o stejné tloušťce. Jeden z oceli P235GH s mezí kluzu 235 MPa a druhý z hliníku s mezí kluzu 170 MPa. Stanoví se nejvhodnější kombinace, která vyhoví zatížení při provozu vozidla. Hlavním kritériem při návrhu je nízká hmotnost rámu.

Chtěl bych podotknout, že následující výsledné výpočty reakcí dosahují extrémně malých hodnot. Způsobuje to zejména velmi malá hmotnost pohonu a vliv působících sil na konstrukci rámu motoru. Výpočet je ale nezbytnou součástí návrhu, aby vyhověl i za použití malého množství materiálu z důvodu úspory hmotnosti.

Jako první, nežli se začne využívat výpočtový program, je třeba vypočítat reakční síly, které se přenáší z motoru a převodového ústrojí na rám motoru za provozu. Tyto síly od pohonu se rozloží do podpor A, B a C (viz obrázek č. 57). Výpočet jsem si stanovil do jednotlivých zatěžovacích modů:

- statické zatížení a síla pro nastartování,
- působení sil a momentů při chodu,
- průjezd vozidla zatáčkou,
- zrychlování a brzdění (při výpočtu se neuvažují).



Obrázek č. 57: Model uvažovaného rámu motoru pro výpočet

Výpočet reakcí od točivého momentu motoru

Pro jednoduchost a možnost provést výpočet reakcí v podporách A a B jsem si rozdělil polovičním dílem hodnotu točivého momentu motoru. Přičemž uvažuji, že místa uchycení A a B přenášejí statické zatížení a síly působící od motoru. Pro výpočet uvažuji hodnotu momentu motoru neboli moment přivedený na centrální kolo planetového převodu o velikosti $M_M = 1,6 \text{ Nm}$.

Výpočet reakční síly v bodě A v ose Z:

$$F_{AZ} = \frac{M_M}{2 \cdot r_a} = \frac{1,6}{2 \cdot 0,05} = 16 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{F_{AZ}}{2} = F_{AZ1} = 8 \text{ N}, \quad (4.1)$$

kde r_a – rameno reakční síly F_{Az} [m]

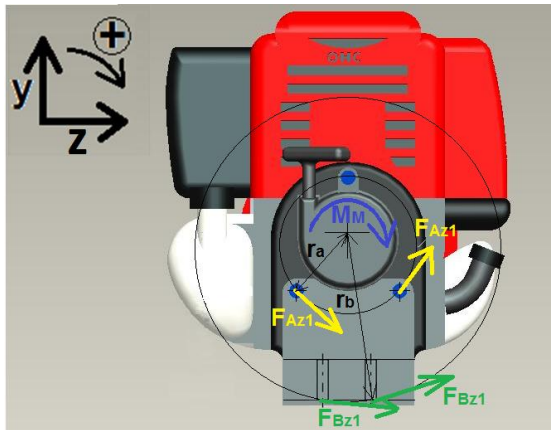
F_{Az1} – reakční síly v bodě A v ose Z pro jeden šroub [N]

Výpočet reakční síly v bodě B v ose Z:

$$F_{Bz} = \frac{M_M}{2 \cdot r_b} = \frac{1,6}{2 \cdot 0,113} = 7,1 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{F_{Bz}}{2} = F_{Bz1} = 3,6 \text{ N}, \quad (4.2)$$

kde r_b – rameno reakční síly F_{Bz} [m]

F_{Bz1} – reakční síly v bodě B v ose Z pro jeden šroub [N]



Obrázek č. 58: Působící síly od momentu motoru

Pro zadání reakcí do programu SolidWorks jsem si rozdělil působící síly F_{Az1} a F_{Bz1} dle souřadnicového systému YZ.

$$\cos(\alpha_A) = \frac{x_A}{r_A} = \frac{35,35}{50} \rightarrow \alpha_A = 45^\circ; \quad \alpha_{Az1} = 90^\circ - \alpha_A = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ, \quad (4.3) \quad (4.4)$$

kde α_A – úhel síly F_{Az1} [°]

x_A – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]

α_{Az1} – úhel odklonu síly F_{Az1} [°]

Výpočet reakční síly v bodě A v ose Z:

$$F_{Az1z} = F_{Az1} \cdot \cos(\alpha_{Az1}) = 8 \cdot \cos 45^\circ = 5,7 \text{ N}, \quad (4.5)$$

Výpočet reakční síly v bodě A v ose Y:

$$F_{Az1y} = F_{Az1} \cdot \sin(\alpha_{Az1}) = 8 \cdot \sin 45^\circ = 5,7 \text{ N}, \quad (4.6)$$

$$\cos(\alpha_B) = \frac{x_B}{r_B} = \frac{25}{113} \rightarrow \alpha_B = 77^\circ; \quad \alpha_{Bz1} = 90^\circ - \alpha_B = 90^\circ - 77^\circ = 13^\circ, \quad (4.7) \quad (4.8)$$

kde α_B – úhel síly F_{Bz1} [°]

x_B – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]

α_{Bz1} – úhel síly F_{Bz1} [°]

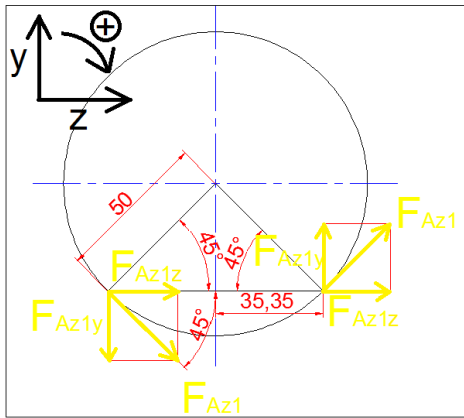
Výpočet reakční síly v bodě B v ose Z:

$$F_{Bz1z} = F_{Bz1} \cdot \cos(\alpha_{Bz1}) = 3,6 \cdot \cos 13^\circ = 3,5 \text{ N}, \quad (4.9)$$

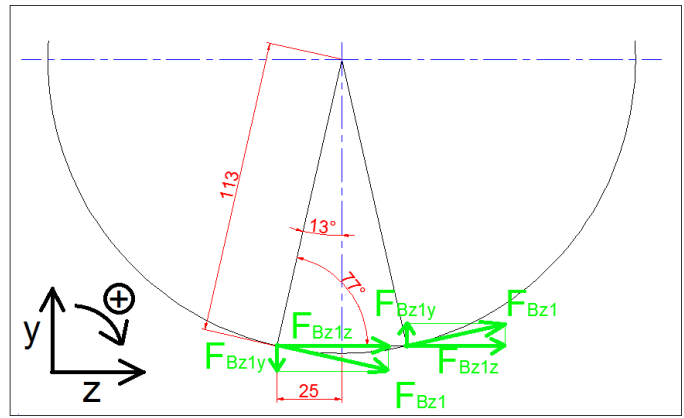
Výpočet reakční síly v bodě B v ose Y:

$$F_{Bz1y} = F_{Bz1} \cdot \sin(\alpha_{Bz1}) = 3,6 \cdot \sin 13^\circ = \mathbf{0,8 \text{ N}},$$

(4.10)



Obrázek č. 59: Rozložení sil od momentu motoru



Obrázek č. 60: Rozložení sil od momentu motoru

Výpočet reakcí od momentu planetového převodu

Pro správnou funkci planetového převodu je třeba korunové kolo pevně připevnit k rámu motoru, tj. pomocí čtyř šroubů v bodě C. Z výpočtů (viz kapitola 5) byl zjištěn moment korunového kola, který má velikost $M_K = 11,2 \text{ Nm}$.

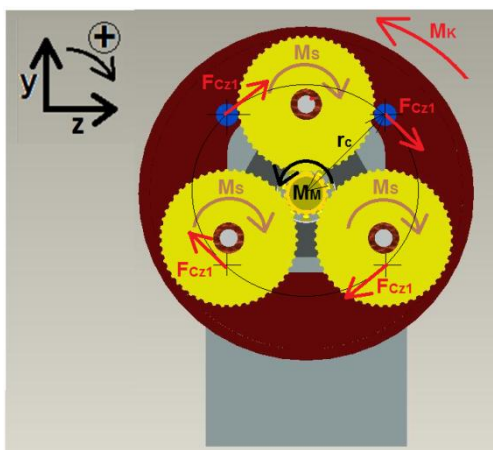
Výpočet reakční síly v bodě C v ose Z:

$$F_{Cz} = \frac{M_K}{r_c} = \frac{11,2}{0,05} = 224 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{F_{Cz}}{4} = F_{Cz1} = 56 \text{ N},$$

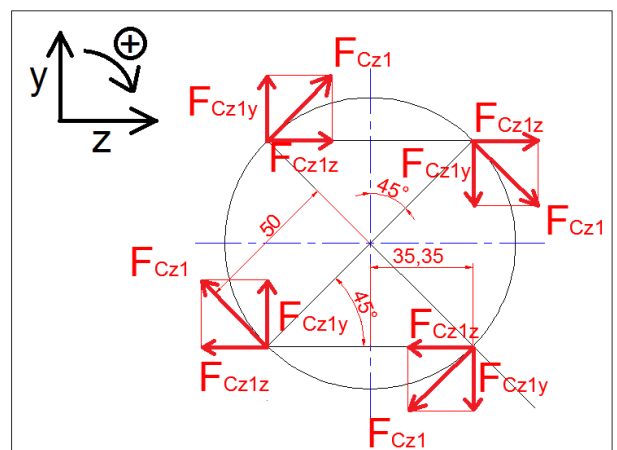
(4.11)

kde r_c – rameno reakční síly F_{Cz} [m]

F_{Cz1} – reakční síly v bodě C v ose Z pro jeden šroub [N]



Obrázek č. 61: Působící síly od korunového kola



Obrázek č. 62: Rozložení sil od korunového kola

Pro zadání reakcí do programu SolidWorks je opět nutné rozdělit působící síly F_{Cz1} dle souřadnicového systému YZ.

$$\cos(\alpha_C) = \frac{x_C}{r_C} = \frac{35,35}{50} \rightarrow \alpha_C = 45^\circ; \quad \alpha_{Cz1} = 90^\circ - \alpha_C = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ, \quad (4.12) \quad (4.13)$$

kde α_C – úhel síly F_{Cz1} [°]

x_C – poloviční vzdálenost rozteče šroubů [mm]

α_{Cz1} – úhel síly F_{Cz1} [°]

Výpočet reakční síly v bodě C v ose Z:

$$F_{Cz1z} = F_{Cz1} \cdot \cos(\alpha_{Cz1}) = 56 \cdot \cos 45^\circ = \mathbf{39,6\ N}, \quad (4.14)$$

Výpočet reakční síly v bodě C v ose Y:

$$F_{Cz1y} = F_{Cz1} \cdot \sin(\alpha_{Cz1}) = 56 \cdot \sin 45^\circ = \mathbf{39,6\ N}, \quad (4.15)$$

Na straně rámu motoru u převodového ústrojí uvažují i tahovou sílu od řetězového převodu o velikosti $F_1 = 338\ N$ (viz kapitola 5). Tuto sílu, která vytváří moment, rozložím pomocí momentové rovnováhy na dvojici sil F_2 působící na rám motoru, viz obrázek č. 63.

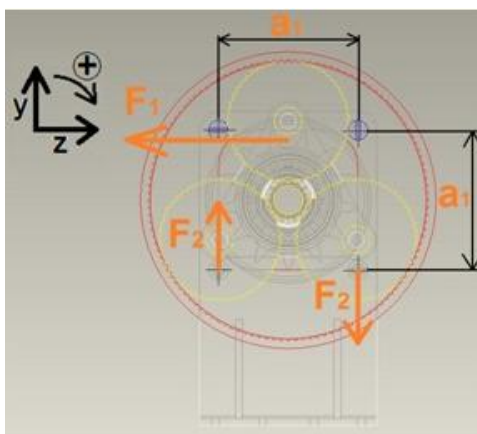
$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad F_2 - F_2 = 0 \quad (4.16)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iC} = 0; \quad F_2 \cdot a_1 - F_1 \cdot a_1 = 0 \quad (4.17)$$

$$F_2 = \frac{F_1 \cdot a_1}{a_1} = \frac{338 \cdot 0,0707}{0,0707} = \mathbf{338\ N},$$

kde F_2 – reakční síla od momentu z tahové síly v řetězu [N]

a_1 – rameno momentu od tahové síly v řetězu [m]



Obrázek č. 63: Rozložení tahové síly od řetězového převodu

Výpočet potřebné síly pro nastartování motoru

Pro výpočet síly potřebné pro start motoru F_S uvažuji adiabatický (termodynamický) děj, při kterém nedochází k tepelné výměně tepla s okolím. Nejprve jsem vypočítal z parametrů motoru Honda GX35 zdvihový V_Z a kompresní V_K objem válce. Následovně se určí kompresní tlak, který se musí rozložit do jednotlivých silových složek klikového ústrojí. Tečná síla na rameni tvoří moment, ze kterého se vypočítá startovací síla F_S .

Výpočet zdvihového objemu motoru:

$$V_Z = \frac{\pi \cdot d_{vr}^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 39^2}{4} \cdot 30 = 35,84 \text{ cm}^3, \quad (4.18)$$

kde d_{vr} – vrtání válce [mm]

z – zdvih pístu [mm]

Výpočet kompresního objemu motoru:

$$V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon_K - 1} = \frac{35,84}{8 - 1} = 5,12 \text{ cm}^3, \quad (4.19)$$

kde ε_K – kompresní poměr, viz tabulka č. 7 [-]

Výpočet kompresního tlaku:

$$V_Z \cdot p_0 = V_K \cdot p_K \quad (4.20)$$

$$p_K = \frac{V_Z \cdot p_0}{V_K} = \frac{35,84 \cdot 101325}{5,12} = 709275 \text{ Pa},$$

kde p_0 – atmosférický tlak [Pa]

Výpočet síly od tlaku plynů:

$$F_P = p_K \cdot S = p_K \cdot \frac{\pi \cdot d_{vr}^2}{4} = 709275 \cdot \frac{\pi \cdot 0,039^2}{4} = 847,3 \text{ N}, \quad (4.21)$$

kde S – plocha pístu [mm²]

Výpočet ramena kliky:

$$r_K = \frac{z}{2} = \frac{30}{2} = 15 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Výpočet ojnicního poměru

$$\lambda_{oj} = \frac{r_K}{L} = \frac{15}{55} = 0,27, \quad (4.23)$$

kde L – délka ojnice [mm]

Výpočet úhlu svírající osa ojnice s osou pohybu pístu:

$$\beta_k = \arcsin(\sin(\alpha_k) \cdot \lambda_{oj}) = \arcsin(\sin(90^\circ) \cdot 0,27) = 15,7^\circ, \quad (4.24)$$

kde α_k – úhel natočení ramena kliky (uvažuje se při maximální síle, která působí při natočení 90°) [°]

Výpočet tangenciální síly:

$$F_t = F_P \cdot \frac{\sin(\alpha_k + \beta_k)}{\cos \beta_k} = 847,3 \cdot \frac{\sin(90^\circ + 15,7^\circ)}{\cos 15,7^\circ} = 847,3 \text{ N} \quad (4.25)$$

Výpočet momentu od tangenciální síly:

$$M_{Tan} = F_t \cdot r_K = 847,3 \cdot 0,015 = 12,7 \text{ Nm} \quad (4.26)$$

Výpočet síly potřebné pro nastartování:

$$F_S = \frac{M_{Tan}}{r_N} = \frac{12,7}{0,027} = 470,4 \text{ N}, \quad (4.27)$$

kde r_N – rameno lankového startéru [m]

Výpočet reakcí od statického zatížení a působení odstředivé síly

Pro jednoduchost uvažuji symetrickou konstrukci. Zároveň je třeba podotknout, že se jedná o konstrukci rámu, která je v pohyblivém vozidle. Tudíž zde působí dynamické veličiny, které zohledním pomocí dynamického faktoru o velikosti $\delta = 2$.

Při průjezdu vozidla zatáčkou působí v těžišti T konstrukce odstředivá síla F_o . Pro zjednodušení uvažuji, že odstředivá síla působí zvlášť na motor, zvlášť na převodové ústrojí.

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; R_{Ay} + R_{By} - G_1 + F_S = 0 \quad (4.28)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ia} = 0; G_1 \cdot l_1 - R_{By} \cdot l_2 = 0 \quad (4.29)$$

Výpočet reakční síly v bodě B v ose Y:

$$R_{By} = \frac{G_1 \cdot l_1}{l_2} = \frac{m_1 \cdot g \cdot \delta \cdot l_1}{l_2} = \frac{3,5 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 0,10625}{0,153} = 48,6 \text{ N}$$

$$\rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{By}}{2} = R_{By1} = \mathbf{24,3 \text{ N}},$$

kde G_1 – tíha motoru [N]

m_1 – hmotnost motoru [kg]

δ – dynamický faktor [-]

R_{By1} – reakce síly v bodě B v ose Y pro jeden šroub [N]

Výpočet reakční síly v bodě A v ose Y:

$$R_{Ay} = R_{By} - G_1 + F_s = 48,6 - 70 + 470,4 = 449 \text{ N}$$

$$\rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{Ay}}{2} = R_{Ay1} = \mathbf{224,5 \text{ N}},$$

kde R_{Ay1} – reakce síly v bodě A v ose Y pro jeden šroub [N]

a) Výpočet odstředivé síly při průjezdu vozidla zatáčkou pro motor

$$F_{oM} = \frac{m_1 \cdot v_{max}^2}{R_{min}} = \frac{3,5 \cdot 12,5^2}{10} = 54,7 \text{ N}$$

(4.30)

kde v_{max} – maximální rychlost vozidla [m/s]

R_{min} – minimální poloměr zatáčky [m]

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; F_{oM} - R_{Ax} + R_{Bx} = 0$$

(4.31)

$$\sum_{i=1}^n M_{ia} = 0; F_{oM} \cdot a - R_{Bx} \cdot b = 0$$

(4.32)

Výpočet reakční síly v bodě B v ose X:

$$R_{Bx} = \frac{F_{oM} \cdot a}{b} = \frac{54,7 \cdot 0,03535}{0,11015} = 17,6 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{Bx}}{2} = R_{Bx1} = \mathbf{8,8 \text{ N}}$$

kde a – vzdálenost mezi těžištěm a podporou A [m]

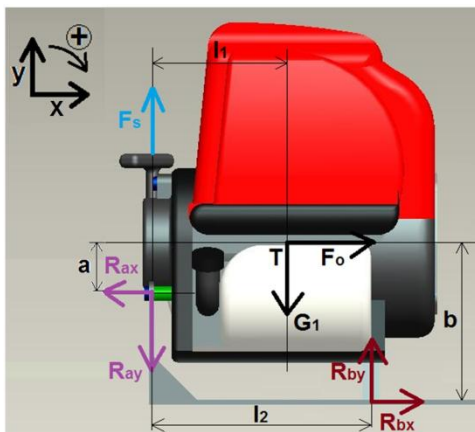
b – vzdálenost mezi těžištěm a podporou B [m]

R_{Bx1} – reakce síly v bodě B v ose X pro jeden šroub [N]

Výpočet reakční síly v bodě A v ose X:

$$R_{Ax} = F_{oM} + R_{Bx} = 54,7 + 17,6 = 72,3 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{Ax}}{2} = R_{Ax1} = \mathbf{36,2 \text{ N}}$$

kde R_{Ax1} – reakce síly v bodě A v ose X pro jeden šroub [N]



Obrázek č. 64: Působící síly od statického zatížení a odstředivé síly pro motor

b) Výpočet odstředivé síly při průjezdu vozidla zatáčkou pro převodový systém

$$F_{oP} = \frac{m_2 \cdot v_{max}^2}{R_{min}} = \frac{2 \cdot 12,5^2}{10} = 31,3 \text{ N},$$

kde m_2 – hmotnost převodového ústrojí (hmotnost planetového převodu, odstředivé spojky s plným hřídelem, dutý hřídel s ozubeným kolem) [kg]

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; F_{oP} - R_{Cx} = 0$$

(4.33)

Výpočet reakční síly v bodě C v ose X:

$$R_{Cx} = F_{oP} = 31,3 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{Cx}}{4} = R_{Cx1} = \mathbf{7,8 \text{ N}},$$

kde R_{Cx1} – reakce síly v bodě C v ose X pro jeden šroub [N]

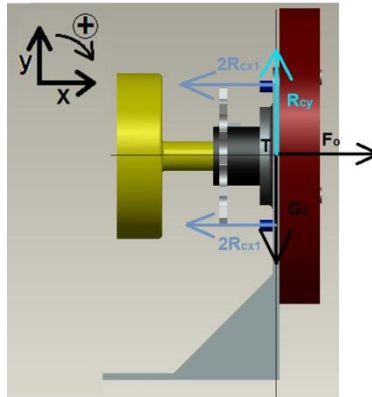
$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; R_{Cy} - G_2 = 0$$

(4.34)

Výpočet reakční síly v bodě C v ose Y:

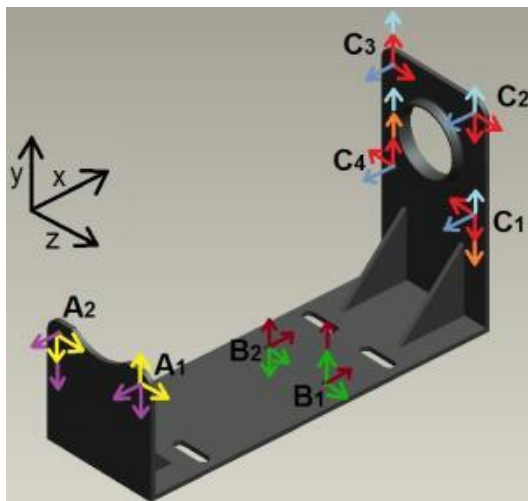
$$R_{Cy} = G_2 = m_2 \cdot g \cdot \delta = 2 \cdot 10 \cdot 2 = 40 \text{ N} \rightarrow \text{pro 1 šroub } \frac{R_{Cy}}{4} = R_{Cy1} = \mathbf{10 \text{ N}},$$

kde R_{Cy1} – reakce síly v bodě C v ose Y pro jeden šroub [N]



Obrázek č. 65: Působící síly od statického zatížení a odstředivé síly pro převodové ústrojí

Na obrázku č. 66 jsou zobrazeny směry a místa působení všech reakcí od motoru a převodového ústrojí za provozu. Je zřejmé, že pro výpočtový model v programu SolidWorks se v místech pro šrouby nezadávají reakční síly, ale síly skutečné. Ty mají stejnou velikost jako síly reakční, ale s opačným znaménkem určujícím směr působení.



$$\begin{aligned}
 F_{Az1z} &= 5,7 \text{ N} & R_{Ay1} &= 224,5 \text{ N} \\
 F_{Az1y} &= 5,7 \text{ N} & R_{Ax1} &= 36,2 \text{ N} \\
 F_{Bz1z} &= 3,5 \text{ N} & R_{By1} &= 24,3 \text{ N} \\
 F_{Bz1y} &= 0,8 \text{ N} & R_{Bx1} &= 8,8 \text{ N} \\
 F_{Cz1z} &= 39,6 \text{ N} & R_{Cx1} &= 7,8 \text{ N} \\
 F_{Cz1y} &= 39,6 \text{ N} & R_{Cy1} &= 10 \text{ N} \\
 F_2 &= 338 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Obrázek č. 66: Výsledné reakce působící na rám motoru

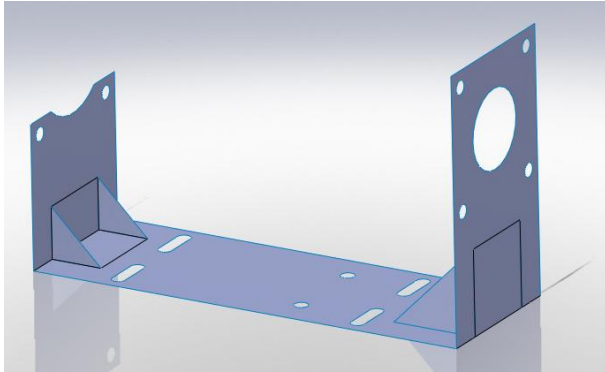
Osa	A ₁ [N]	A ₂ [N]	B ₁ [N]	B ₂ [N]	C ₁ [N]	C ₂ [N]	C ₃ [N]	C ₄ [N]
x	36,2	36,2	-8,8	-8,8	7,8	7,8	7,8	7,8
y	218,8	230,2	-25,1	-23,5	367,6	29,6	-49,6	-387,6
z	-5,7	-5,7	-3,5	-3,5	39,6	-39,6	-39,6	39,6

Tabulka č. 10: Velikosti sil zadávané do programu SolidWorks

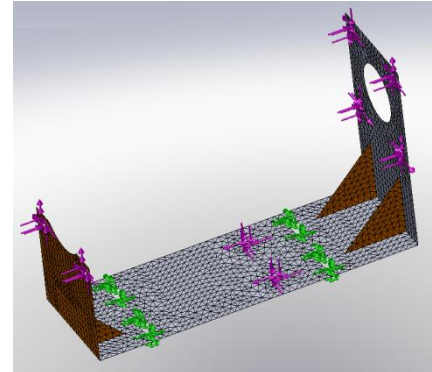
Výpočtové analýzy v programu SolidWorks

Pro znázornění mezního zatížení a vytvoření zatěžovacího grafu jsem volil nelineární výpočtovou analýzu. Postup provedení této analýzy je následující. Nejprve jsem si namodeloval skořepinový model rámu motoru v programu SolidWorks (viz obrázek č. 67). V místech, kde je motor a převodové ústrojí připevněno k rámu motoru, jsem zavedl působící

síly (viz tabulka č. 10). Na obrázku č. 68 je zeleně označeno fixní uložení k příhradovému rámu vozidla. Dále jsem definoval materiál a tloušťku skořepiny. V konečné přípravné fázi jsem model vysít'oval o velikostí elementu 5 mm. Výpočtová nelineární analýza je řízena přírůstkem oblouku zatěžovací křivky s 50 kroky.



Obrázek č. 67: Skořepinový model

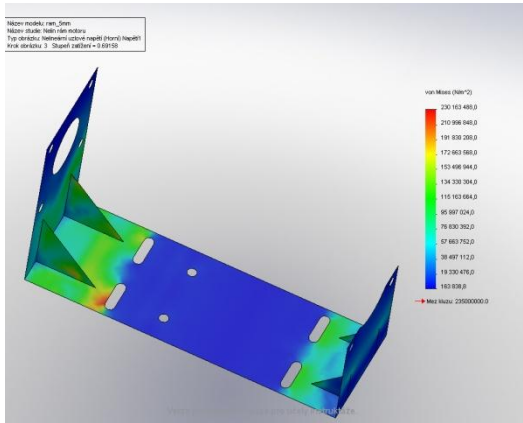


Obrázek č. 68: Uložení, zatížení a vysít'ování

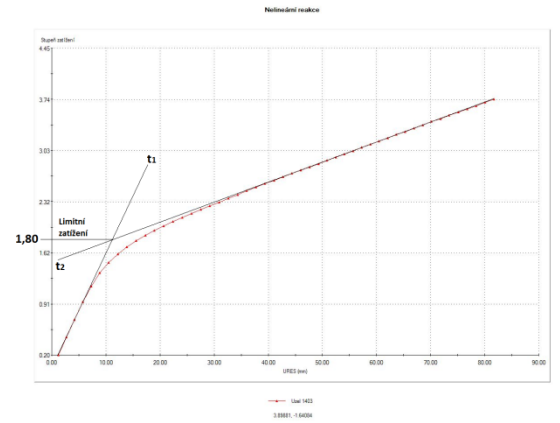
Výsledky této analýzy znázorňovaly plastická místa okolo fixního uložení k příhradovému rámu eco-vozidla. Místa překračovala mez kluzu zadaných materiálů P235GH i hliníku. Tento problém jsem vyřešil přidáním materiálu okolo těchto míst pomocí destiček o šířce 50 mm a tloušťce 1,5 mm, které částečně zasahují i do vzpěr (viz obrázek č. 73 a 74 žlutou barvou znázorněné).

Po provedení těchto opatření se zamezilo vzniku plastických deformací v oblasti uchycení rámu motoru. Na následujících obrázcích č. 69 – 72 jsou znázorněny výsledné hodnoty provedené nelineární analýzy pro materiál P235GH a hliník o stejné tloušťce 1,5 mm. Analýzy jsou vypracovány s uvažováním velkých posuvů i bez velkých posuvů. Obrázky prezentují velký význam použitých vzpěr a přídatného materiálu při návrhu. Na přílehlých grafech jsou v průřezu tečen z elastické a plastické části vypsána kritická zatížení, která jsou důležitá pro posuzování konstrukcí.

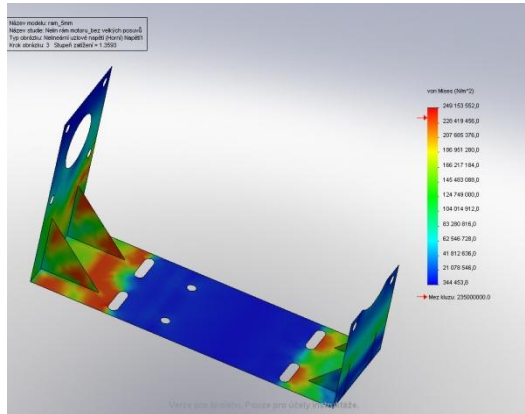
Oba druhy materiálu se mohou porovnat z hlediska jejich hmotností. Pomocí programu ProENGINEER jsem rám motoru nejprve namodeloval (viz obrázek č. 73) a pomocí příslušných funkcí zjistil jejich hmotnost. Objem celého rámu motoru je dle programu $1,1138e-04 \text{ m}^3$. Hmotnost rámu vyrobeného z oceli P235GH o hustotě 7850 kg/m^3 je 0,874 kg. Hmotnost rámu z hliníku o hustotě 2730 kg/m^3 je 0,304 kg. Z toho vyplývá, že rám z hliníku má při stejné tloušťce plechu více než dvakrát menší hmotnost. Na druhou stranu disponuje menší mezí kluzu, která se projeví menší únosností. Po provedení nelineární analýzy v programu SolidWorks se stanoví, který z výše uvedených materiálů je vyhovující.



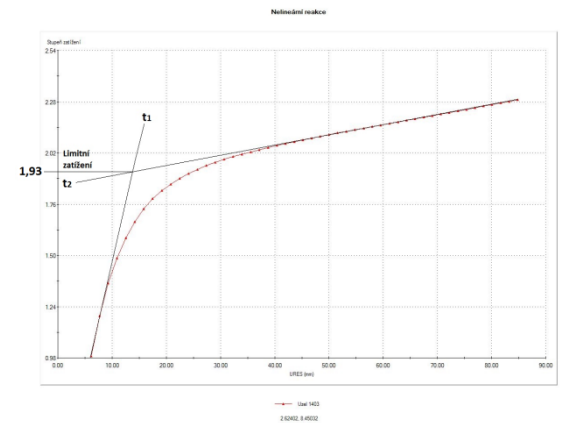
Obrázek č. 69: Pro P235GH s velkými posuvy



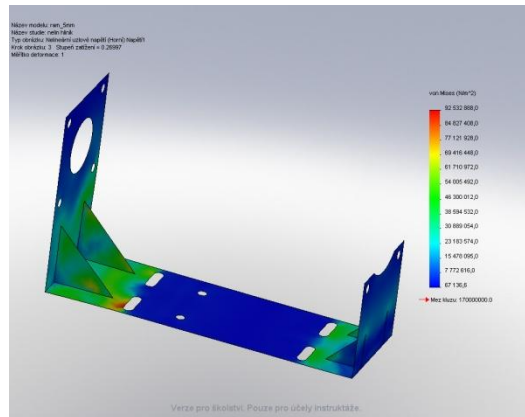
Graf č. 6: Pro P235GH s velkými posuvy



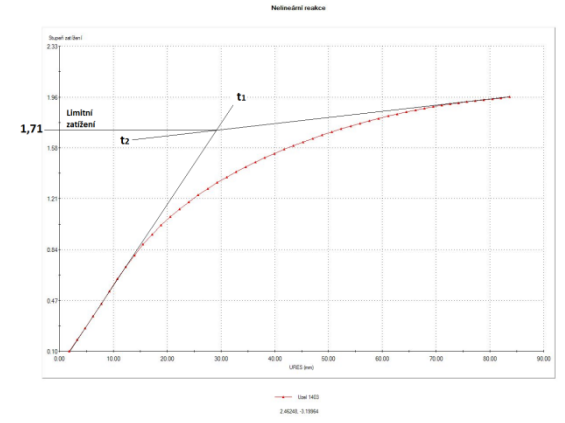
Obrázek č. 70: Pro P235GH bez velkých posuvů



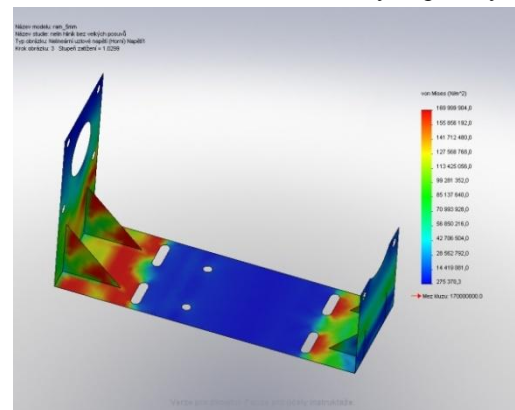
Graf č. 7: Pro P235GH bez velkých posuvů



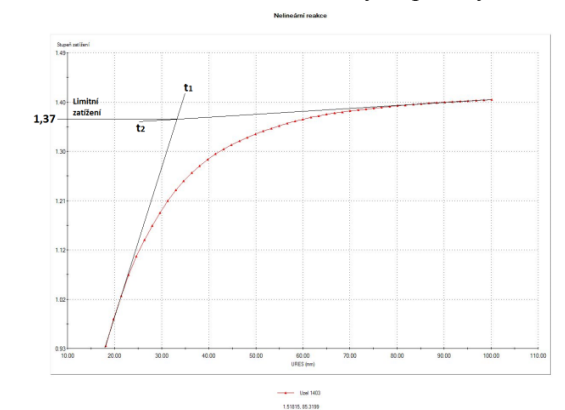
Obrázek č. 71: Pro hliník s velkými posuvy



Graf č. 8: Pro hliník s velkými posuvy



Obrázek č. 72: Pro hliník bez velkých posuvů



Graf č. 9: Pro hliník bez velkých posuvů

Vyhodnocení limitního zatížení F_{lim} s předepsanou bezpečností (k_{ocel} a k_{hlinik}) pro daný materiál ze strojnických tabulek [62]:

a) S velkými posuvy

$$\frac{F_{lim}}{k_{ocel}} > 1; \frac{1,80}{1,7} > 1 \quad \rightarrow \rightarrow \quad VYHOVUJE$$

$$\frac{F_{lim}}{k_{hlinik}} > 1; \frac{1,71}{8} < 1 \quad \rightarrow \rightarrow \quad NEVYHOVUJE$$

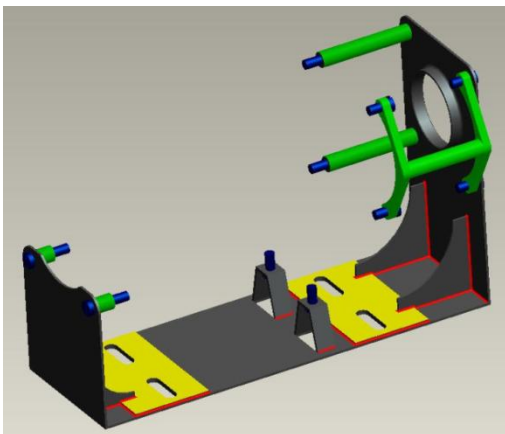
b) Bez velkých posuvů

$$\frac{F_{lim}}{k_{ocel}} > 1; \frac{1,93}{1,7} > 1 \quad \rightarrow \rightarrow \quad VYHOVUJE$$

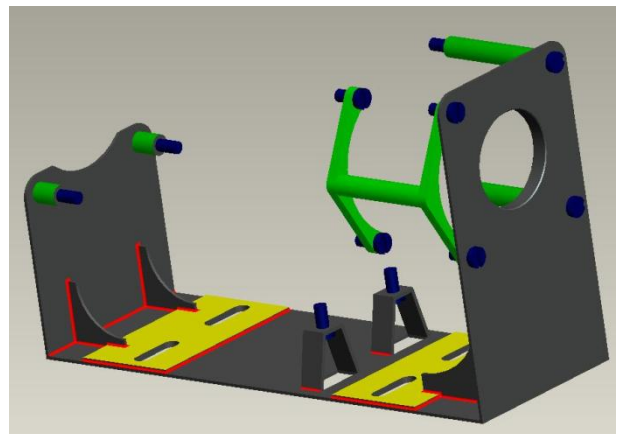
$$\frac{F_{lim}}{k_{hlinik}} > 1; \frac{1,37}{8} < 1 \quad \rightarrow \rightarrow \quad NEVYHOVUJE$$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že rám vyrobený z hliníku není vyhovující a došlo by při jeho provozu ke ztrátě stability. To by mělo za následek nefunkčnost převodového ústrojí, a tím i celého závodního vozidla. Jednou z variant, jak tento problém vyřešit, je zvětšit tloušťku hliníkového plechu. Tím by se ale zavrhla výhodná vlastnost hliníkového materiálu, kterou je nízká hmotnost. Já volím pro rám motoru materiál z oceli, který při zadané bezpečnosti 1,7 vyhověl oběma provedeným analýzám.

Konečná podoba rámu motoru z materiálu P235GH o tloušťce 1,5 mm s výztuhami kolem uložení rámu motoru do příhradové konstrukce eco-vozidla je znázorněna na obrázcích č. 73 a 74. Zeleně označené jsou přídavné trubky, které slouží k vystředění pohonu a k dodatečnému připevnění motoru ze strany planetového převodu k rámu. Toto dodatečné připevnění výrazně sníží namáhání rámu motoru od řetězového převodu. Žlutou barvu mají přídavné podložky z téhož materiálu jako rám o tloušťce 1,5 mm. Nakonec červeně jsou znázorněny sváry, pomocí kterých je celá konstrukce spojena dohromady.



Obrázek č. 73: Konečná podoba rámu motoru



Obrázek č. 74: Konečná podoba rámu motoru

4.2 Uložení palivové nádrže

Palivová nádrž je dle pořadatele závodu vytvořena ze skleněné baňky o objemech 30, 100 nebo 250 ml. Nádoba je odzkoušená na výdrž tlaku 5 barů. Umístění palivové nádrže v motorovém prostoru k nehořlavé přepážce se jeví jako velmi vhodné. Držák nádrže je nutné doplnit měkčeným materiálem, aby při provozu nedošlo k prasknutí skla. Nad nádrží se musí zachovat volný prostor pro snadné plnění. Na následujících obrázcích č. 75 a 76 jsou znázorněny možnosti připevnění nádrže k nehořlavé přepážce, které již byly upotřebeny v závodě. Připevnění je zde řešeno pomocí stahovací pásky různé velikosti.



Obrázek č. 75: Upevnění palivové nádrže [45]



Obrázek č. 76: Uložení palivové nádrže [46]

4.3 Uložení a provedení sání a výfuku motoru

4.3.1 Sání

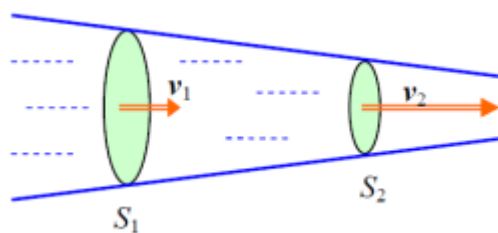
Sání motoru je důležitou součástí při řešení úsporných opatření pro snížení spotřeby paliva. U sání je důležité využít pulzaci motoru pro jeho efektivní plnění. Pulzace se nastaví na nejčastější rozsah provozních otáček motoru. Pro zvýšení plnění je třeba řešit tvar vstupu vzduchu, to jest použít difuzor. Vliv má i délka sacího potrubí. V místě sání, tedy v motorovém prostoru, je nutné zajistit dostatečný přívod čerstvého vzduchu pro motor. Sací potrubí s přírubou se připevní pomocí dvou šroubů přímo k motoru.

Pro proudění platí rovnice kontinuity toku:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = konst. \quad (4.35)$$

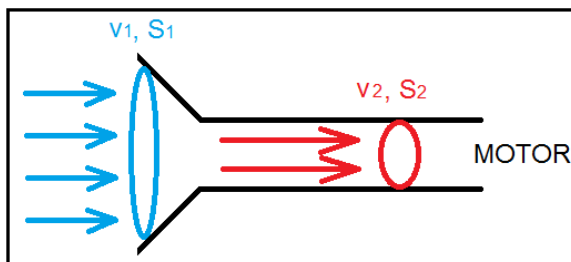
kde $S_{1,2}$ – plocha daného průřezu [m^2]

$v_{1,2}$ – rychlost v daném průřezu [m/s]

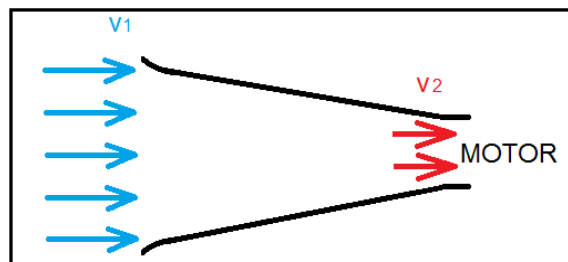


Obrázek č. 77: Proudění vzduchu potrubím [47]

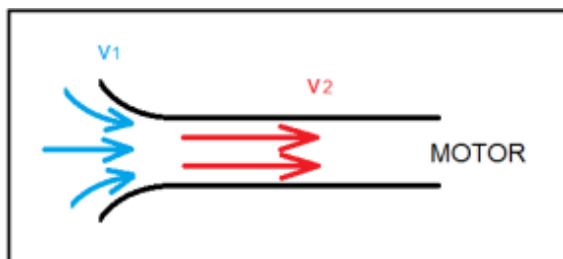
Provedení a různé tvary difuzorů:



Obrázek č. 78: Tvar sacího potrubí 1



Obrázek č. 79: Tvar sacího potrubí 2



Obrázek č. 80: Tvar sacího potrubí 3



Obrázek č. 81: Uložení sání motoru z Dalhousie [48]

Výpočet potřebného přivedeného vzduchu do válce motoru

Tento výpočet je zapotřebí pro návrháře aerodynamiky vozidla. Odpor vytvořený otvorem v karosérii je sice určitou ztrátou pro vozidlo, nicméně velmi nutnou pro správný a úsporný chod motoru.

Výpočet objemového průtoku vzduchu:

Motor nasává jednou za čtyři otáčky klikového hřídele.

$$n_{\text{čtvrť}} = \frac{n_{\text{max}}}{4} = \frac{8500}{4} = 2125 \text{ ot/min} \quad (4.36)$$

kde n_{max} – maximální otáčky motoru [ot/min]

$$Q = \frac{V_z}{n_{\text{čtvrť}}} = \frac{35,84}{2125} = 0,01687 \text{ cm}^3/\text{min} \quad (4.37)$$

4.3.2 Výfuk

Výfukové potrubí musí být doplněno o tlumič hluku, aby vozidlo vyhovělo pravidlům soutěže. V pravidlech je uvedeno, že hladina akustického tlaku vozidla nesmí překročit 90 dB při hranici čtyř metrů od vývodu výfukového potrubí z vozidla. Výfukové potrubí je třeba sestavit tak, aby vyhovělo pravidlům a zároveň nevedlo ke zvýšení spotřeby paliva. Je nezbytné volit kompromis mezi těmito faktory. Různá provedení tlumičů hluku je třeba v reálu vyzkoušet a stanovit vyhovující provedení. Například na základě studie dalhouské univerzity pouze perforovaná trubka nevyhoví hlukovým normám. Výfukové potrubí je připevněno k vývodu spalin motoru pomocí příruby se šrouby. Na konci výfukového potrubí se připojí držák, který se s rámem vozidla uchytí pomocí závěsné gumové vzpěry, viz obrázek č. 83. Pružné uložení výfuku zamezí přenosu vibrací do konstrukce.



Obrázek č. 82: Různá provedení výfukového potrubí [48]



Obrázek č. 83: Závěsný držák výfuku [49]

Například v konečném modelu výfukového potrubí z univerzity Dalhousie bylo zapotřebí obalení výfukového potrubí pro snížení hluku, aby vozidlo vyhovělo pravidlům.



Obrázek č. 84: Uložení výfukového potrubí motoru Honda GX35 [15]

4.4 Upevnění ostatních zařízení pro pohon vozidla [38]

4.4.1 Akcelerační páka

U motoru Honda GX35 je množství paliva udáváno polohou škrťací klapky. Čím více vzduchu přejde přes škrťací klapku, tím se uvolní více paliva v karburátoru. Pohyb škrťací klapky je ovládán pomocí lankového systému. Lanko se připevní k rámu vozidla a zavede se do prostoru pro řidiče. Zde připadají dvě možnosti ovládání polohy plynové páky. Jednou

z variant je nožní ovládání, a to pomocí pedálu, což je obdobné jako u osobních vozidel. Druhou možností je ruční ovládání pohybem páky. Tento způsob je znám zejména u čtyřkolek nebo sekaček.

4.4.2 Tlačítko nouzového vypnutí motoru

Toto tlačítko má za úkol neprodleně vypnout motor při pochybnostech nebo poruše jeho chodu. Okruh nouzového vypnutí motoru lze řešit okamžitým zamezením zapalovacích impulsů u tranzistorového bezkontaktního zapalování (magnetové). Vypnutí motoru se provede pomocí kabelového spojení mezi nouzovým tlačítkem a primárním vinutím, které se stiskem tlačítka zkratuje. Tlačítko se připevní v dosahu řidiče vozidla na příhradový rám nebo případnou palubní desku vozidla.

4.4.3 Elektrický spouštěč motoru

Startování ručním startérem je postačující pro automatickou odstředivou spojku. V tomto případě nedojde ke zhasnutí motoru během rozjíždění. U modelů s třecí spojkou je riziko nežádoucího vypnutí motoru pravděpodobnější. Proto je vhodné řešit systém spouštění motoru, který okamžitě uvede vozidlo do pohybu a zamezí tím případnou diskvalifikaci závodníka. Elektrický startér je výhodné použít také pro maximální využití paliva. Jeho funkce se dají uplatnit například při taktice přerušovaného cyklu jízdy, anebo při vypínání motoru během průjezdu vozidla zatáčkou. Navrhují použít kombinaci odstředivé spojky s elektrickým startérem. Startér se připevní k boku motoru pomocí šroubů, přičemž výstup ze startéru je uložen v ložisku, které je součástí rámu motoru.

Pro prvotní uvedení motoru do chodu je důležité provést úkony dle výrobce. Při studeném startu motoru je zapotřebí posunout páčku sytiče do zavřené polohy, a to z důvodu snadného nastartování. Zároveň se v příručce Honda GX35 uvádí, že je třeba páčkou ručního čerpadla nasát palivo, a to do doby, než se zaplní průhledná plastová trubička vedoucí z palivové nádrže do karburátoru.

5 Návrh řešení převodového ústrojí

Pod tímto návrhem se stanoví nejvhodnější způsob přenosu točivého momentu - počínaje výstupem z motoru Honda GX35 se onen točivý moment přenáší přes převodové ozubené převody s podpůrnými členy k zadním kolům eco-vozidla s pneumatikou.

Nejprve je třeba řešit vlastní připojení nebo odpojení točivého momentu motoru. V úvahu připadají dva systémy, a to automatická odstředivá spojka nebo klasická třecí spojka s nutností ovládání. V řešení se zhodnotí jejich výhody nebo nevýhody a vybere se vhodnější z nich.

K návrhu je zapotřebí vypočítat celkový převodový poměr (viz kapitola 3). Ten vychází jednak z požadavků na nejvyšší dosaženou rychlost eco-vozidla, tak i dynamického poloměru zadního kola a otáček motoru při maximálním výkonu. Po vypočítání vyšlo velmi vysoké číslo převodového poměru $i = 20,5$. Toto vysoké číslo zapříčiní u jednostupňového převodu malý průměr pastorku a naopak velký průměr zadního ozubeného kola, což je nevhodné jak z hlediska konstrukce, tak i ztrát. Je třeba hledat vhodná řešení převodového ústrojí, která budou mít malé rozměry a vysokou účinnost. Tato kritéria splňují planetové převody nebo v lepším případě planetové převodovky. Planetová převodovka se jeví jako nejvhodnější kandidát pro snížení a postupnou regulaci převodového poměru a možnosti práce motoru v neefektivnější oblasti otáček. Má však i jednu nevýhodu, a tou jsou velmi vysoké pořizovací náklady.

S převodovým ústrojím souvisí především i návrh hřídele a jeho uložení v ložiscích s minimálním odporem tření pro snížení ztrát. Na hřídeli v rámu motoru jsou uložena jak ozubená kola, tak i převodový systém. Převody je nutné dostatečně dimenzovat, aby nedošlo k poruše během závodu. To by vedlo k okamžitému odstoupení ze soutěže.

Pro zvýšení efektivity přenosu výkonu je zapotřebí převod doplnit o napínač řetězu nebo řemenu. Tímto postupem se docílí lepšího opásání, zamezí se ztrátám, nebo se dokonce zabrání pádu řetězu nebo řemenu.

Další možností, jak snížit ztráty, je vložení volnoběžky do zadního poháněného kola. Ta v případě přerušení přenosu točivého momentu zamezí pohybu převodového ústrojí od otáčejícího se zadního kola. Tento princip funguje i u klasického jízdního kola.

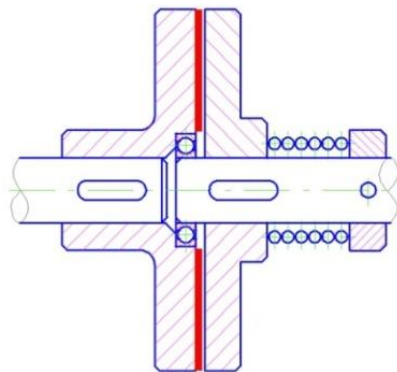
Na základě požadavků pořadatele závodu musí být řetězový nebo řemenový převod opatřen bezpečnostním krytem, a to pro případ přetržení. Doporučuje se použít kryt z materiálu s dostatečnou pevností, to jest kov nebo pevný plast. Kryt slouží pro ochranu řidiče i techniků při manipulaci s vozidlem.

5.1 Spojka

Spojka je důležitým spojovacím článkem mezi motorem a převodovým ústrojím. V následujícím textu je provedeno posouzení třecí a odstředivé spojky.

5.1.1 Třecí spojka

Spojka je tvořena dvěma kotouči, které se k sobě přitlačují vhodným ovládacím systémem. Její hlavní funkcí je přenos krouticího momentu motoru. Hnací kotouč je stlačován pomocí pružin ke spojkovému kotouči, který je osazen třecí plochou. Touto cestou, to jest vzájemným přibližováním (třením) obou kotoučů, se docílí prokluzu a roztočení hnané části. To zapříčiní, že vozidlo se plynule rozjede.



Obrázek č. 85: Třecí spojka [50]

Výhody:

- malé výkonové ztráty,
- flexibilita s ohledem na rychlost,
- možnost použití pro veliké přenášené momenty.

Nevýhody:

- zabere více prostoru,
- oproti odstředivým spojkám je těžší,
- možnost vypnutí motoru při spojování,
- nutnost ovládacího ústrojí spojky.

5.1.2 Odstředivá spojka

Odstředivá spojka plynule spojuje hnací a hnanou část. Spojení nastane jednak díky zvyšujícím se otáčkám motoru, tak i působením odstředivé síly, a to díky závažím s třecím obložením. Spínací otáčky spojky jsou dány parametry pružiny, která drží obě strany závaží v žádané poloze. Tyto spínací otáčky však nesmí být menší než startovací otáčky nebo volnoběžné otáčky motoru. Dle výrobce motoru Honda GX35 je hodnota volnoběžných

otáček stanovena na 3100 ± 200 otáček za minutu. Hodnota spínacích otáček, která je uvedena u jednoho z modelů navrhovaných dalhouskou univerzitou, se pohybuje okolo 3500 otáček za minutu. V příručce pro motor Honda GX35 jsou tyto otáčky stanoveny na cca 4200 otáček za minutu.



Obrázek č. 86: Odstředivá spojka se třemi závažími [51]



Obrázek č. 87: Odstředivá spojka [52]

Výhody:

- nedojde k vypnutí motoru,
- nízká hmotnost a jednoduchost,
- automatické zapojení bez zásahu řidiče.

Nevýhody:

- ztráty způsobené prokluzem,
- méně flexibilní (přizpůsobení pro nízké rychlosti).

Spínací otáčky spojky lze přesně nastavit vhodnou volbou následujících konstrukčních úprav:

- počtem závaží a jejich hmotností,
- velikostí jednotlivých částí spojky (vzdálenost třecích ploch),
- tuhostí a počtem pružin,
- materiálem třecích ploch.

Po zhodnocení výhod a nevýhod obou spojek jsem se nakonec rozhodl pro odstředivou spojku, která mi připadá z konstrukčního hlediska jednodušší a po přesném nastavení spínacích otáček spojky i výhodnější pro použití v závodě.

5.2 Převodový systém eco-vozidla

Pro volbu vhodného převodu slouží následující tabulka č. 11:

Druh převodu	Výkon P [kW]		Obvodová rychlost v [m/s]		Maximální otáčky [1/min]	Převodový poměr i _{1,2}		Účinnost [%]	Vzdálenost os a [mm]	Zastavěný objem výkon [dm ³ /kW]	Hmotnost výkon [kg/kW]
	optimální	extrém	optimální	extrém		optimální	extrém				
Čelní ozubení	0,12-3000	65000	0,3-50	210	150000	2-8	20	97-99	5-2500	0,6-0,2	1,8-0,4
Čelní ozubení planet.	50-2000	35000	1-50	100	100000	3-13	35	98-99,5	200-500	0,4-0,15	1,8-0,2
Kuželové soukolí	2-500	4000	0,3-40	130	50000	1-5	8	96-99	90°	0,7-0,4	2,5-0,6
Hypoidní soukolí	5-300	500	1-30	50	20000	4-8	50	50-90	-	0,8-0,5	3,0-0,7
Šnekové soukolí	0,04-120	1000	0,5-25	70	40000	5-100	300	40-96 ^A	53-400	0,5-0,2	4,5-0,2
Šroubové soukolí	0,03-8	80	0,5-20	50	20000	1-5	100	50-95 ^A	20-300	2,5-1,0	3,0-1,5
Řetězový převod	0,2-200	4000	3-10	40	10000	1-6	10	97-98	100-3000	2,0-0,5	10-6,0
Plochý řemen	0,1-150	3600	10-60	120	200000	1-5	20	96-98	100-3000	4,0-0,5	6,0-1,5
Klíňový řemen	0,9-200	4000	10-30	50	8000	1-8	15	94-97	120-3000	3,0-0,4	5,0-1,0
Ozubený řemen	0,1-300	1000	40-50	70	30000	1-8	12	96-98	100-2000	1,0-0,25	4,0-0,8
Třecí převod	0,1-25	200	0,5-25	50	10000	1-6	18	90-98	50-500	20-3,0	30-8,0

A-Účinnost klesá s rostoucím převodovým poměrem

Tabulka č. 11: Stanovení vhodného převodu [53]

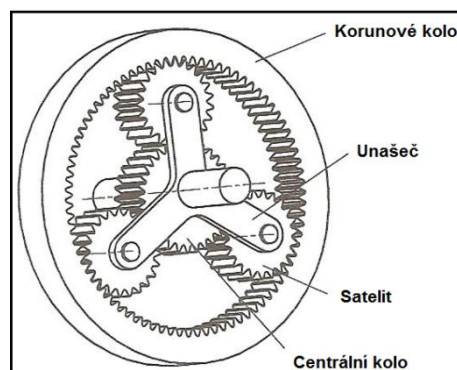
5.2.1 Návrh převodů č. 1

Celkový převodový poměr vypočítaný z parametrů a požadavků na eco-vozidlo (viz kapitola 3), byl stanoven na $i_c = 20,5$. Tento poměr je velmi vysoký, a proto je třeba, aby se rozdělil do dvou dílčích typů převodů:

- planetový převod vlastního návrhu s převodovým poměrem $i_p = 8$,
- řetězový převod pro pohon zadního kola $i_f = 2,56$.

5.2.1.1 Planetový převod [55]

Skládá se z centrálního kola, satelitů, korunového kola a unašeče. Satelity se otáčejí kolem své osy a jsou uloženy na unašeči. Všechna ozubená kola jsou ve stálém záběru. Pro správnou funkci musí být centrální nebo korunové kolo spojeno s rámem. Díky tomu vzniká převod o jednom stupni volnosti. Pokud by nebyla ozubená kola připojena k rámu, jednalo by se o převod se dvěma stupni volnosti (diferenciál).



Obrázek č. 88: Planetový převod [54]

Výhody:

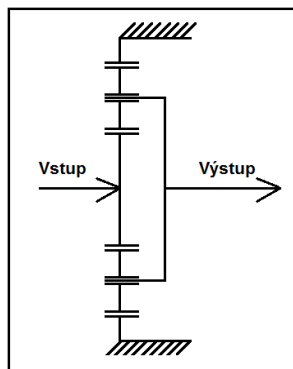
- nízká hmotnost,
- vysoká účinnost,
- malé rozměry,
- široké použití.

Nevýhody:

- složitá výroba,
- potřeba vysoké přesnosti,
- vysoká cena.

Základní výpočet planetového převodu [56]

Planetový převod zde slouží k převodování pohonu dopomala, a to převodovým poměrem $i_p = 8$. Korunové kolo je pevně připevněno k základnímu rámu planetového převodu. Vstup je lokalizován na centrálním kole a výstup je situován z unašeče.



Obrázek č. 89: Schéma planetového převodu

Výpočet korunového kola:

$$i_p = 1 + \frac{r_K}{r_C} [-], \quad (5.1)$$

kde i_p – převodový poměr planetového převodu [-]

r_K – poloměr korunového kola [mm]

r_C – poloměr centrálního kola (zvolen 10 mm)

$$r_K = r_C \cdot (i_p - 1) = 10 \cdot (8 - 1) = 70 \text{ mm} \rightarrow r_s = \frac{r_K - r_C}{2} = \frac{70 - 10}{2} = 30 \text{ mm}, \quad (5.2)$$

kde r_s – poloměr satelitního kola [mm]

Výpočet výstupních otáček a momentu:

$$i_p = \frac{n_{vstup}}{n_{výstup}} = \frac{n_c}{n_U} [-],$$

(5.3)

$$i_p = \frac{M_{výstup}}{M_{vstup}} = \frac{M_U}{M_C} [-],$$

(5.4)

kde $n_{vstup} = n_c$ – vstupní otáčky = otáčky centrálního kola (otáčky motoru 7000 min^{-1})

$n_{výstup} = n_U$ – výstupní otáčky = otáčky unašeče [ot/min]

$M_{vstup} = M_C$ – vstupní moment = moment centrálního kola (točivý moment motoru 1,6 Nm)

$M_{výstup} = M_U$ – výstupní moment = moment unašeče [Nm]

$$n_{výstup} = \frac{n_{vstup}}{i_p} = \frac{7000}{8} = 875 \text{ ot/min}$$

$$M_{výstup} = M_{vstup} \cdot i_p = 1,6 \cdot 8 = 12,8 \text{ Nm}$$

Výpočet sil a momentu v planetovém převodu (předpokládá se $\eta = 1$):

$$F_{Sp} = \frac{M_C}{r_c} = \frac{M_{kor}}{r_K},$$

(5.5)

$$M_C + M_{kor} - M_U = 0,$$

(5.6)

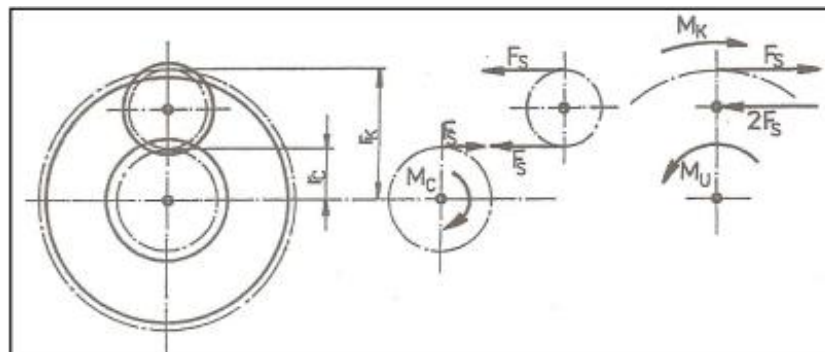
kde F_{Sp} – rovnovážná síla na satelitu [N]

M_{kor} – moment korunového kola [Nm]

$$F_{Sp} = \frac{M_C}{r_c} = \frac{1,6}{10 \cdot 10^{-3}} = 160 \text{ N}$$

$$M_{kor} = M_C \cdot \frac{r_K}{r_c} = 1,6 \cdot \frac{70}{10} = 11,2 \text{ Nm}$$

$$M_C + M_{kor} - M_U = 1,6 + 11,2 - 12,8 = 0$$



Obrázek č. 90: Působení sil a momentů v planetovém převodu [56]

Výpočet modulu ozubení [76], [62]:

Dle normy se výpočet provádí většinou z podmínky pevnosti v ohybu v patě zubu.

$$m_n \geq \sqrt{\frac{F_{Sp}}{\pi \cdot c \cdot \psi_m}},$$

(5.7)

$$c = 0,06 \cdot \sigma_D,$$

(5.8)

kde c – snížené dovolené namáhání na ohyb [MPa]

ψ_m – poměrná šířka zubu ($\psi_m = \text{šířka/modul}$ se volí mezi $\psi_m = 10$ až 15) [-]

σ_D – dovolené namáhání pro materiál z ocelolitin (viz tabulka č. 12) [MPa]

$$m_n \geq \sqrt{\frac{F_{Sp}}{\pi \cdot 0,06 \cdot \sigma_D \cdot \psi_m}} = \sqrt{\frac{160}{\pi \cdot 0,06 \cdot 75 \cdot 12,5}} = 0,95$$

→ volím dle ČSN 01 4608 → $m_n = 1$

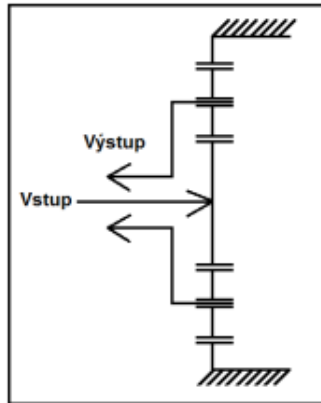
Materiál	Dovolené namáhání σ_D (MPa)	c (MPa)
Šedá litina	30 až 45	2 až 3
Ocelolitina	70 až 80	5 až 7
Uhlíková ocel	85 až 110	6 až 8
Slitinová ocel zušlechtěná	160 až 200	10 až 20
Slitinová ocel cementační, kalitelná	250 až 300	15 až 24

Tabulka č. 12: Dovolené namáhání ozubených kol pro různé materiály [76]

Provedení planetového převodu:

Vložením planetového převodu dochází ke změně smyslu otáčení, proto se motor umístí obráceně, než bylo uvažováno vzhledem ke smyslu otáčení klikového hřídele. Satelity s unašečem se pohybují v opačném směru než centrální kolo poháněné od motoru. Korunové kolo je pevně spojeno s rámem motoru, do kterého přenáší hodnotu momentu korunového kola. Tento moment se zachytí čtyřmi šrouby.

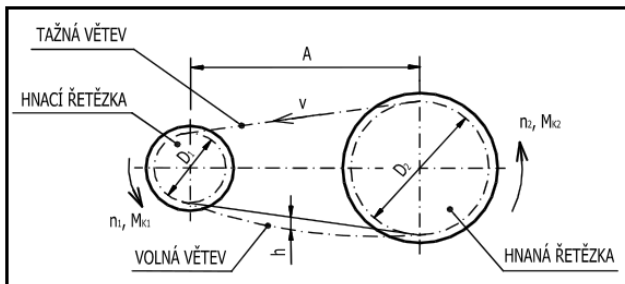
Pohon vozidla je omezen velikostí motorového prostoru. Vložením planetového převodu se dostí větší rozměry. Z konstrukčního hlediska lze tento problém odstranit umístěním vstupu a výstupu z planetového převodu na jednu stranu, a to použitím dutého hřídele.



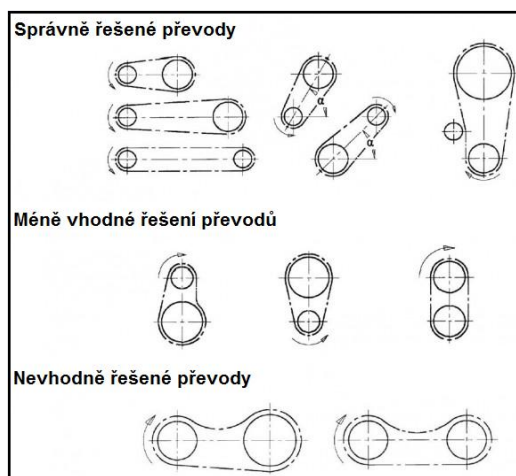
Obrázek č. 91: Schéma upraveného planetového převodu

5.2.1.2 Řetězový převod

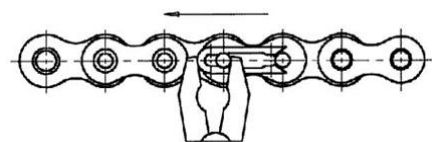
Řetězový převod se skládá ze dvou ozubených kol, do jejichž zubů zapadají články, obvykle válečkového řetězu. Pomocí tvarové vazby řetězu se přenášejí výkony z hnacího kola na hnané. U řetězového převodu je důležité jak umístění hnacího kola, tak i smysl jeho otáčení, protože řetěz má tažnou a odlehčenou větev. Účinnost řetězových převodů dosahuje hodnoty až 98 %.



Obrázek č. 92: Schéma jednoduchého řetězového převodu [57] Obrázek č. 93: Součásti válečkového řetězu [58]



Obrázek č. 94: Správné umístění ozubených kol [59]



Obrázek č. 95: Správný pohyb řetězu [60]

Základní výpočet řetězového převodu [57]

I v tomto případě se uplatňuje převod dopomala. Převodový poměr dosahuje hodnoty $i_f = 2,56$. Výpočet řetězových převodů je normalizován příslušnými normami ČSN 01 4809, ČSN 02 3311, ČSN 02 3321 a ČSN 01 4811. Hnací ozubené kolo je připevněno na dutý hřídel unašeče planetového převodu pomocí svárového spoje. Tím se oba díly k sobě nehybně připevní (mohlo by se použít i nalisovaného spoje nebo vytvoření závitu na dutém hřídeli a pomocí matic připevnit ozubené kolo). Hnané ozubené kolo je spojeno se zadním kolem eco-vozidla.

Výpočet výstupních otáček ozubeného kola:

$$i_f = \frac{n_1}{n_2} [-], \quad (5.9)$$

kde i_f – převodový poměr řetězového převodu [-]

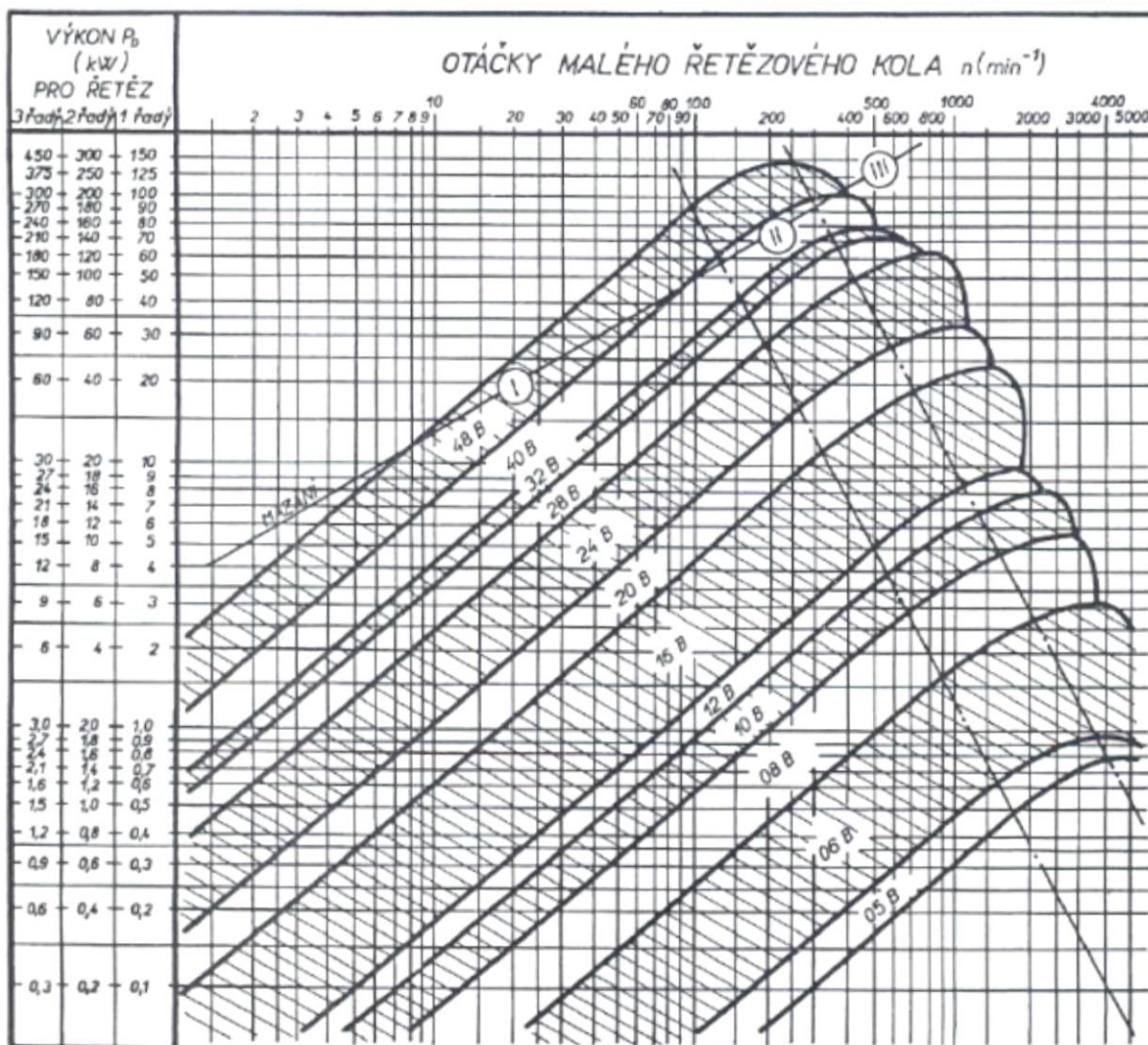
n_1 – vstupní otáčky (otáčky výstupní z planetového převodu 875 min^{-1})

n_2 – výstupní otáčky [ot/min]

$$n_2 = \frac{n_1}{i_f} = \frac{875}{2,56} = 341,8 \text{ ot/min}$$

Stanovení typu řetězového převodu:

V tomto případě se upřednostní provedení jednořadého válečkového řetězu B dle normy ČSN 02 3311 pro obvodové rychlosti menší než 8 m/s. Určení typu řetězu se provede podle diagramu z grafu č. 10. Diagramové čáry ohraničují rozmezí výkonu jednotlivých řetězů. Hodnoty byly experimentálně určeny při počtu zubů $z_1 = 19$, $z_2 = 57$ a osově vzdálenosti vyjádřené jako násobek rozteče $A = 40p$. Tyto předpoklady jsou uvažovány za ideálních podmínek, tj. za dokonalého mazání a provedení řetězu, provozu bez rázů a životnosti přibližně 10 000 hodin. Podle jmenovitého výkonu motoru a vstupních otáček n_1 se stanoví typ řetězu. [57]



Graf č. 10: Diagram pro volbu řetězu z výkonu a otáček pastorku [57]

Dle diagramu je stanoven typ řetězu 10B, který má následující parametry:

Rozteč $p = 15,875 \text{ mm}$

Plocha kloubu $A = 67 \text{ mm}^2$

Síla při přetržení $F_{pt} = 22,2 \text{ kN}$

Hmotnost řetězu $m_{\dot{r}} = 0,95 \text{ kg/m}$

Výpočet předběžné osové vzdálenosti:

$$L' = 40 \cdot p = 40 \cdot 15,875 = 635 \text{ mm}$$

(5.10)

Výpočet počtu zubů ozubených kol:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot i_{\dot{r}} = 29 - 2 \cdot 2,56 = 23,88 \cong 23 \text{ zubů}$$

(5.11)

Z důvodu malé obvodové rychlosti řetězu a omezenosti prostoru je počet zubů hnacího ozubeného kola volen $z_1 = 13$ zubů.

$$z_2 = i_{\tilde{r}} \cdot z_1 = 2,56 \cdot 13 = 33,28 \cong 34 \text{ zubů} \quad (5.12)$$

Pro počet zubů hnacího kola se volí celé liché číslo a pro počet zubů hnaného kola se volí celé sudé číslo, a to z důvodu rovnoměrného opotřebení v provozu.

Výpočet skutečného převodového poměru:

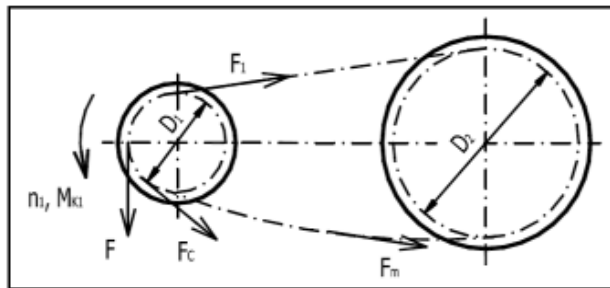
$$i_{\tilde{r},sk} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{13} = 2,62 \quad (5.13)$$

Výpočet roztečných průměrů ozubených kol:

$$D_1 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{13}} = 66,33 \text{ mm} \quad (5.14)$$

$$D_2 = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180^\circ}{34}} = 172,05 \text{ mm} \quad (5.15)$$

Pevnostní výpočet řetězového převodu [8]



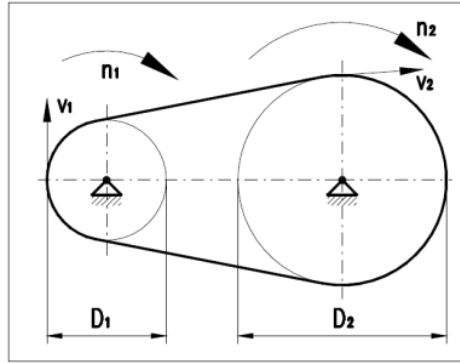
Obrázek č. 96: Síly působící na řetěz [57]

Vzorec pro výpočet rychlosti řetězu:

$$v_{\tilde{r}} = v_{\tilde{r}1} = v_{\tilde{r}2} = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = \pi \cdot D_2 \cdot n_2, \quad (5.16)$$

kde $v_{\tilde{r}1}$ – rychlost řetězu (hnacího kola) [m/s]

$v_{\tilde{r}2}$ – rychlost řetězu (hnaného kola) [m/s]



Obrázek č. 97: Rychlost a otáčky řetězového převodu [61]

Výpočet obvodové síly působící na řetězu:

$$F_o = \frac{P_{Motor}}{v_{\dot{r}}} = \frac{P_{Motor}}{\frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}} = \frac{1000}{\frac{\pi \cdot 66,33 \cdot 10^{-3} \cdot 875}{60}} = \frac{1000}{3,04} = 329 \text{ N},$$
(5.17)

kde P_{Motor} – výkon motoru Honda GX35 [W]

Výpočet tahové složky od odstředivé síly:

$$F_c = m_{\dot{r}} \cdot v_{\dot{r}}^2 = 0,95 \cdot 3,04^2 = 8,8 \text{ N}$$
(5.18)

Výpočet předpokládaného průhybu řetězu:

$$h = 0,01 \cdot A = 0,01 \cdot 67 \cdot 10^{-6} = 6,7 \cdot 10^{-7} \text{ m}$$
(5.19)

Výpočet tahové složky od tíhy volné, dolní větve řetězu:

$$F_m = \frac{m_{\dot{r}} \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{0,95 \cdot (67 \cdot 10^{-6})^2}{8 \cdot 6,7 \cdot 10^{-7}} \cdot 9,81 = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ N}$$
(5.20)

Výpočet výsledné síly v tahu řetězu:

$$F_1 = F_o + F_c + F_m = 329 + 8,8 + 7,8 \cdot 10^{-3} \cong 338 \text{ N}$$
(5.21)

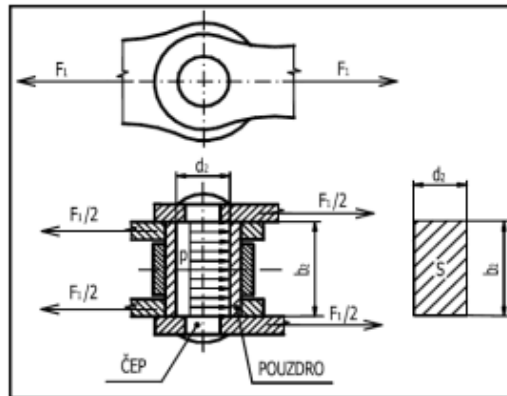
Kontrola proti přetržení řetězu – statická k_s a dynamická k_d bezpečnost:

$$k_s = \frac{F_{pt}}{F_1} = \frac{22200}{338} = 65,7 \geq 7 \rightarrow \text{VYHOVUJE},$$
(5.22)

$$k_d = \frac{F_{pt}}{F_1 \cdot Y} = \frac{22200}{338 \cdot 1} = 65,7 \geq 5 \rightarrow \text{VYHOVUJE},$$
(5.23)

kde Y – součinitel rázu (spalovací motor pracuje bez výrazných rázů $Y = 1$)

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu [57]



Obrázek č. 98: Schéma působení měrného tlaku v kloubu pouzdrového řetězu [57]

Výpočet měrného tlaku:

$$p_v = \frac{F_1}{A} = \frac{338}{67} = 5 \text{ MPa} \leq p_{dov} \quad (5.24)$$

Výpočet dovoleného tlaku:

$$p_{dov} = \lambda \cdot p = 1 \cdot 20,01 = 20,01 \text{ MPa} \rightarrow \text{VYHOVUJE,} \quad (5.25)$$

kde λ – činitel tření, viz tabulka č. 13 [-]

p – směrný tlak v kloubu, viz tabulka č. 14 [MPa]

A	Převodový poměr u				
	1	2	3	5	7
20 · t	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40 · t	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80 · t	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160 · t	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Tabulka č. 13: Činitel tření λ [57]

v [m·s ⁻¹]	z ₁				
	17	19	21	23	≥ 25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05

Tabulka č. 14: Směrný tlak v kloubu p [57]

Stanovení počtu článků, délky řetězu a skutečné osové vzdálenosti [57]

Výpočet počtu článků řetězu (zaokrouhlení výsledku na celé sudé číslo):

$$X = 2 \cdot \frac{L'}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{L'} = 2 \cdot \frac{635}{15,875} + \frac{13 + 34}{2} + \left(\frac{34 - 12}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{635}$$

$$= 103,8 \cong 104 \text{ článků}$$
(5.26)

Výpočet skutečné délky řetězu:

$$D_{sk} = X \cdot p = 104 \cdot 15,875 = 1651 \text{ mm}$$
(5.27)

Výpočet skutečné osové vzdálenosti:

$$L_{sk} = \frac{p}{8} \cdot \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F \cdot (z_2 - z_1)^2} \right],$$
(5.28)

kde F – součinitel řetězu, viz tabulka č. 15 [-]

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = \frac{104 - 13}{34 - 13} = 4,33$$
(5.29)

$$L_{sk} = \frac{15,875}{8} \cdot \left[2 \cdot 104 - 13 - 34 + \sqrt{(2 \cdot 104 - 13 - 34)^2 - 0,811 \cdot (34 - 13)^2} \right]$$

$$\cong 637 \text{ mm}$$

$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F	$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1}$	F
12	0,8106	2,9	0,8116	1,37	0,8215	1,19	0,8310
11	0,8106	2,8	0,8118	1,36	0,8219	1,18	0,8318
10	0,8107	2,7	0,8119	1,35	0,8222	1,17	0,8326
9	0,8107	2,6	0,8121	1,34	0,8226	1,16	0,8336
8	0,8107	2,5	0,8123	1,33	0,8230	1,15	0,8346
7	0,8108	2,4	0,8125	1,32	0,8234	1,14	0,8358
6	0,8108	2,3	0,8127	1,31	0,8238	1,13	0,8372
5	0,8109	2,2	0,8130	1,30	0,8243	1,12	0,8387
4,8	0,8109	2,1	0,8134	1,29	0,8248	1,11	0,8405
4,6	0,8109	2,0	0,8138	1,29	0,8253	1,10	0,8425
4,4	0,8110	1,9	0,8143	1,27	0,8258	1,09	0,8448
4,2	0,8110	1,8	0,8150	1,26	0,8264	1,08	0,8474
4	0,8110	1,7	0,8158	1,25	0,8270	1,07	0,8503
3,8	0,8111	1,6	0,8170	1,24	0,8276	1,06	0,8537
32,6	0,8112	1,5	0,8185	1,23	0,8282	1,058	0,8544
3,4	0,8113	1,4	0,8207	1,22	0,8289	1,056	0,8551
3,2	0,8114	1,39	0,8209	1,21	0,8295	1,054	0,8559
3	0,8115	1,38	0,8212	1,20	0,8302	1,052	0,8567š

Tabulka č. 15: Hodnoty součinitele řetězu F [57]

5.2.1.3 Návrh hřídelů a ložisek [62]

Výpočet krouticího momentu:

$$M_{kr} = \frac{P_{Motor}}{\omega_m} = \frac{P_{Motor}}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{60}} = \frac{1000}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 7000}{60}} = 1,36 \text{ Nm}, \quad (5.30)$$

kde ω_m – úhlová rychlost [rad/s]

Pro výpočet se uvažuje maximální točivý moment udávaný výrobcem motoru Honda GX35 a to 1,6 Nm. Dutý hřídel, který je poháněn od planetového převodu, má hodnotu krouticího momentu 12,8 Nm.

Výpočet průměru plného hřídele namáhaného krutem:

$$\tau_K = \frac{M_{kr}}{W_K} = \frac{16 \cdot M_{kr} \cdot k}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{DOV}, \quad (5.31)$$

kde W_K – modul pružnosti v krutu [mm³]

τ_{dov} – dovolené napětí v krutu pro materiál 11 343 je 55 až 80 [MPa]

k – bezpečnost hřídele (volena 3) [-]

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_K \cdot k}{\pi \cdot \tau_{DOV}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,6 \cdot 10^3 \cdot 3}{\pi \cdot 55}} = 7,6 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } d = 15 \text{ mm}$$

Volba jehlových ložisek pro dutý hřídel:

- plný hřídel osazen dvěma jehlovými ložisky NK 15/19,
- rozměry ložiska: $d = 15 \text{ mm}$, $D = dp = 27 \text{ mm}$, $B = 19 \text{ mm}$.

Výpočet vnějšího průměru dutého hřídele namáhaného krutem:

$$\tau_{DOV} \leq \frac{16 \cdot M_U \cdot k \cdot D_p}{\pi \cdot (D_p^4 - d_p^4)} \rightarrow D_p = 28,192 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } D_p = 30 \text{ mm}, \quad (5.32)$$

kde M_U – moment unašeče planetového převodu [Nm]

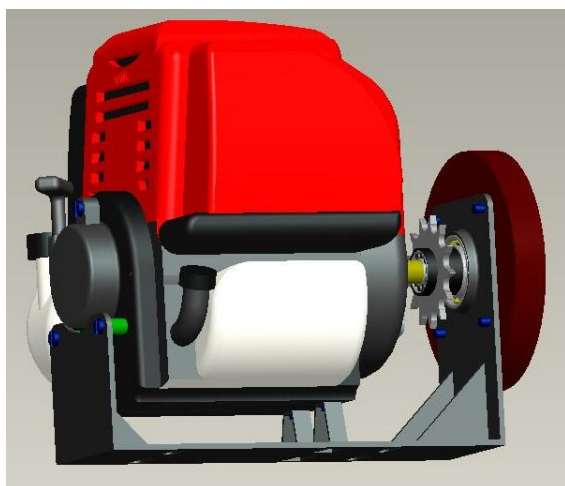
d_p – vnitřní průměr dutého hřídele (volen 27 mm neboli vnější průměr jehlového ložiska)

Volba kuličkového ložiska v rámu motoru:

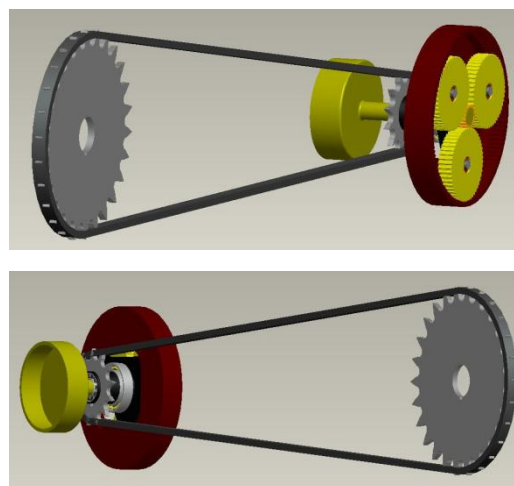
- rám motoru osazen jedním kuličkovým ložiskem 6006 ČSN 02 4630,
- rozměry ložiska: $d = 30 \text{ mm}$, $D = 55 \text{ mm}$, $B = 13 \text{ mm}$.

Ložiska poskytují radiální podporu rotujících hřídelů s minimálním třecím odporem.

Nejnižšího tření je dosahováno při použití ložisek vyrobených z keramického materiálu.



Obrázek č. 99: Návrh pohonu č. 1



Obrázek č. 100: Návrh pohonu č. 1

5.2.2 Návrh převodů č. 2

V tomto návrhu se uvažuje o dvou druzích sériově vyráběných planetových převodovkách. První z nich se vyznačuje velkým převodovým poměrem. Druhý typ je charakteristický svým měnitelným převodovým poměrem a velkým rozsahem. Převodovky jsou tvořeny buď jedním, nebo větším množstvím planetových převodů za sebou. Vlastní pohon vozidla je poté veden přes řetězový převod s již malým převodovým poměrem.

5.2.2.1 Planetová převodovka

Vhodný výběr ze široké nabídky planetových převodovek je závislý jednak na velikosti přenášeného točivého momentu, tak i na potřebném převodovém poměru. Zvolil jsem si převodovku od firmy Neugart s označením PLE60-20, která poskytuje vhodný převodový poměr 20:1 a přenášený točivý moment do 44 Nm. Převodovka má malé rozměry díky tomu, že se zatížení rozloží až do šesti satelitů. Přesnost výroby zapříčinila vysokou účinnost, která se u těchto převodovek pohybuje okolo hodnoty 96 %.



Obrázek č. 101: Planetová převodovka [63]



Obrázek č. 102: Planetová převodovka [64]

Provedení této převodovky je zobrazeno na obrázku č. 103. Model je vytvořený studenty z dalhouské univerzity. Je zde patrná nevýhoda tohoto pohonu, a tou je šířka celého ústrojí, která přesahuje přes rám vozidla. Na druhou stranu se jedná o jednoduché konstrukční řešení z hlediska pohonu.

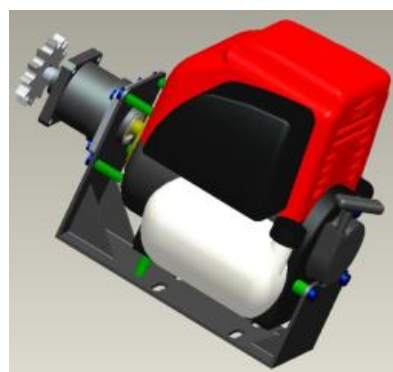


Obrázek č. 103: Motor s planetovou převodovkou v rámu vozidla [26]

Vzhledem k vlastní konstrukci s motorem Honda GX35 a planetovou převodovkou Neugart PLE60-20 jsem vymodeloval sestavu pohonu. Na obrázcích č. 104 a 105 je zobrazen motor vložený do upraveného rámu, ke kterému je připevněna planetová převodovka. Na výstupní hřídeli osazené podélnou drážkou s perem je nasazeno ozubené kolo, které přes řetězový převod přenáší moment k zadnímu kolu.



Obrázek č. 104: Model motoru s převodovkou



Obrázek č. 105: Model motoru s převodovkou

Další variantou může být speciální planetová převodovka od výrobce Rohloff se 14 - ti převodovými stupni ovládanými řidičem. Je zkonstruována pro montáž přímo do středu zadního poháněného kola. Z prvního pohledu se jedná o nejvýhodnější koncepci převodového ústrojí. Tato převodovka má však jednu nevýhodu, a tou jsou vysoké pořizovací náklady, které převyšují hodnotu 20 000 Kč. Tato cena je úměrná vysoké pracovní účinnosti této převodovky, která je v rozsahu 95 – 99 %.



Obrázek č. 106: Planetová převodovka Rohloff [65]



Obrázek č. 107: Planetová převodovka Rohloff [65]

5.2.2.2 Řetězový převod

Pro oba případy planetových převodovek postačuje převodový poměr mezi ozubenými koly 1:1. Obě ozubená kola mají stejnou ideální velikost s počtem zubů $z_1 = z_2 = 19$. Jejich výroba není náročná, a to v porovnání s jednostupňovými převody bez převodovky. Výpočet řetězového převodu je obdobný jako v návrhu převodů č. 1.

5.3 Provedení zadního kola

Osa zadního kola je tvořena hřídelí, která se pohybuje v ložiscích. Na hřídel se nasadí náboj kola, ke kterému je důkladně připevněno ozubené kolo ze strany jedné a kotoučová brzda ze strany druhé. Je možné i upravit rám vozidla pro změnu osové vzdálenosti ozubených kol. Na následujících obrázcích je zobrazeno řešení uložení zadního kola do rámu vozidla.

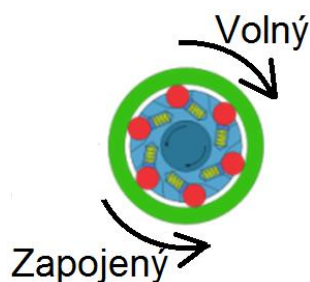


Obrázek č. 108: Osa zadního kola [66]



Obrázek č. 109: Uložení zadního kola v rámu [67]

Pro úsporu paliva je výhodné vložit na hřídel poháněného kola volnoběžku. Ta při přerušení přenosu hnací síly zamezí přenosu ztrát na zadní kolo. Tyto ztráty jsou zapříčiněny působením převodového ústrojí. Tento fakt se využije před průjezdem zatáčkou, aby se nejlépe uplatnila setrvačná síla a nebylo tedy nutné brzdit, a tím vlastně plýtvat energií.



Obrázek č. 110: Volnoběžka kuličková [68]



Obrázek č. 111: Volnoběžka zubová [68]

Zadní kolo je tvořeno ráfkem s pneumatikou o poloměru 0,35 metrů. Druh pneumatiky a jí odpovídající ráfek mají vliv na odpor valení vozidla. Pro snížení tohoto odporu je důležité, aby dané pneumatiky dosáhly vysokého tlaku, a to až 130 MPa. Zároveň se snižuje

jejich šířka. Z důvodu dostatečného přenosu boční síly při průjezdu vozidla zatáčkou není možno uvažovat úzkou pneumatiku.



Obrázek č. 112: Uložení a provedení zadního kola [26]

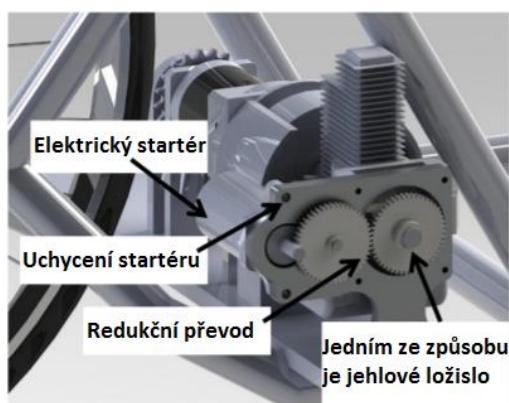


Obrázek č. 113: Pneumatika Continental [69]

Požadavkům na zadní kolo vyhovuje pneumatika od značky Continental s označením Giro Tubular Tire. Pneumatika s rozměry 700 x 22 mm odolává vysokému tlaku huštění. Používá se pro špičková závodní kola v extrémních podmínkách. Její velkou výhodou je i odolnost proti proražení v případě defektu.

5.7 Elektrický startér motoru

Elektrický startér je přidělán vhodným převodovým systémem ke klikové hřídeli motoru Honda GX35. Spojení lze provést dvěma způsoby. První z nich se provádí pomocí čelního ozubení, kde je nezbytná dostatečná přítláčná síla nebo pevné uložení. Druhý je připevněn pomocí řetězového převodu. U obou převodů se musí vypočítat převodový poměr, který vychází z otáček startéru a potřebných startovacích otáček.



Obrázek č. 114: Model převodu elektrického startéru [26]



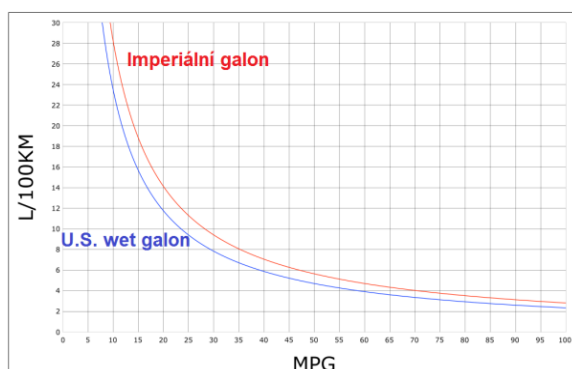
Obrázek č. 115: Elektrický startér ze skútru [70]

6 Úsporná řešení pohonu eco-vozidla

Existuje mnoho možností, jak šetřit palivo v soutěži Shell Eco-marathon a dosáhnout uspokojivého výsledku nebo dokonce daný závod vyhrát. Úspora paliva závisí na schopnostech řidiče vozidla, který svým ovládním ovlivňuje chod jednotlivých částí vozidla. Neméně důležitou roli hrají i vlastní řídicí komponenty pohonu a také samotné vozidlo. V následujících odrážkách jsou vypsány jednotlivé možnosti, jak je možné snížit spotřebu paliva vozidla:

- zvýšit kompresní poměr motoru,
- výměna pístu, pístních kroužků, ojnice, klikové hřídele za kvalitnější, lehčí materiál s kluznými vlastnostmi a s menšími ztrátami,
- nastavení motoru na optimální otáčky, a tím i převodů pro dostatečnou rychlost při nejnižší spotřebě paliva,
- ladění motoru s převodovým ústrojím na dynamometru nebo na zkušební dráze,
- úprava sání motoru proměnlivou délkou potrubí s difuzorem (využit pulzací motoru), popřípadě přeplňování motoru,
- úprava výfuku motoru pro dokonalý odvod zplodin z válce (též využít pulzací motoru),
- snižování odporu valení (snížit hmotnost vozidla i řidiče, zvýšit tlak huštění pneumatik a zmenšovat rozumně šířku pneumatik),
- snížení odporu vzduchu, jehož se docílí dokonalejší aerodynamikou vozidla a malou čelní plochou vozidla,
- zvyšovat účinnost jednotlivých částí převodového ústrojí a snižovat veškeré ztráty v pohonu,
- použít přímé vstřikování paliva řízené naprogramovanou řídicí jednotkou s vhodnou palivovou mapou (došlo by k ušetření paliva o 10 až 30 %, ale zároveň by se daná konstrukce stala složitější a propracovanější; tato hypotéza počítá i s nutností užít mechanické palivové čerpadlo) [26],
- vhodné ovládní vozidla řidičem.

Výsledkem těchto úprav je nízká hodnota spotřeby paliva v litrech na sto kilometrů nebo v amerických jednotkách mpg (míle na galon). Například jeden ze závodních týmů si dal za cíl spotřebu paliva 900 mpg, což odpovídá spotřebě 0,2611 litrů na sto kilometrů (přepočítá $11/100 \text{ km} = 235,21 \text{ mpg}$) [26]



Graf č. 11: Převodní graf mezi l/100 km a mpg [71]



Obrázek č. 116: Dynamometr [15]

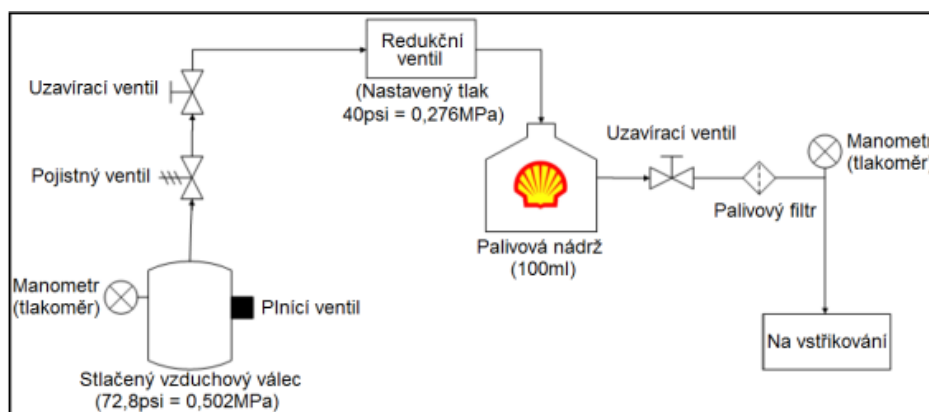
6.1 Palivová soustava

Palivová nádrž je stanovena od pořadatele závodu, a to v následujících velikostech 30 ml, 100 ml a 250 ml. Závodníkovi před startem naplní palivovou nádrž 100 ml daného paliva podle toho, do které skupiny patří. Ve skupině „prototype“ bylo jako zdroj energie vybráno palivo Shell FuelSave Natural 95. Po spotřebování paliva se запиše ujetá dráha a pomocí koeficientů se dopočítá přesná spotřeba paliva v litrech na sto kilometrů.



Obrázek č. 117: Palivová nádrž [72]

Pro závod je zakázáno používat elektronické palivové čerpadlo. Je možné použít mechanické palivové čerpadlo, které zvyšuje ztráty způsobené jeho pohonem od motoru. Na druhou stranu je díky němu možné použít přímé vstřikování paliva. Většina závodních týmů používá tlakový palivový systém, který je znázorněn na obrázku č. 118.



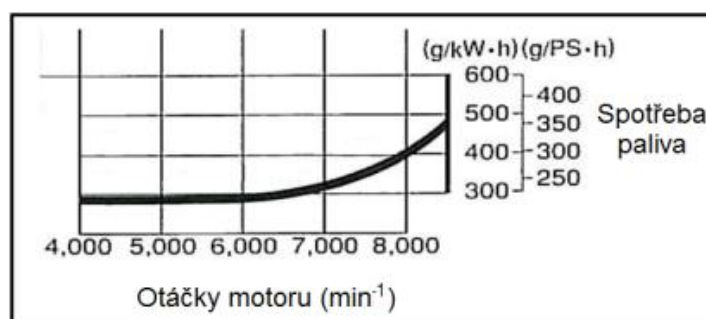
Obrázek č. 118: Tlaková palivová soustava závodního vozidla (1 psi \approx 6 894,757 Pa) [73]

Na začátku palivové soustavy je nádoba se stlačeným vzduchem a s odpovídajícím tlakem, který musí být postačující po celou dobu provozu vozidla. Stlačený vzduch je redukován ventily a má za úkol zvýšit tlak v palivové nádrži. Tento tlak způsobí automatickou dodávku paliva ke vstřikovači, který již řídí dávkování paliva podle natočení škrtkové klapky. Výhodou tohoto palivového systému je ta skutečnost, že neubírá výkon motoru. Předpisy umožňují před závodem naplnit vzduchový válec stlačeným vzduchem. Na obrázku č. 118 je znázorněna tlaková palivová soustava, kterou uveřejnila dalhouská univerzita. Z této soustavy je možné i mimo jiné vyčíst hodnoty tlaků v jednotlivých větvích. Jednotlivé části palivové soustavy musí být dostatečně dimenzovány na hodnotu tohoto tlaku.

6.2 Výpočet spotřeby paliva [7], [38]

Je důležité určit rychlost vozidla, při které bude motor spotřebovávat nejmenší množství paliva. Tato rychlost se stanoví podle potřebných hodnot trakčních sil při dané rychlosti jízdy a příslušnými vzorci.

Na grafu č. 12 je znázorněna měrná spotřeba paliva motoru Honda GX35 při různých otáčkách. Z grafu je patrné, že měrná spotřeba je téměř konstantní v daném provozním rozsahu otáček motoru. U motoru se předpokládají maximální otáčky dané maximálním výkonem motoru.



Graf č. 12: Měrná spotřeba paliva motoru Honda GX35 [75]

Dle výrobce motoru Honda GX35 je velikost hodinové spotřeby paliva 0,71 litrů za hodinu při 7000 otáčkách za minutu.

Hodnoty pro výpočet spotřeby paliva:

- hustota benzínu se pohybuje od 0,71 do 0,77 g/cm³ (volím $\rho_p = 750 \text{ kg/m}^3$) [74],
- měrná spotřeba paliva $m_p = 0,3 \text{ kg/kWh}$ (viz graf č. 12).

Výpočet spotřeby paliva pomocí programu Mathcad [37]:

Z důvodu měnících se vstupních hodnot častou úpravou experimentálního vozidla při návrhu jsem volil výpočtový program Mathcad. Účelem tohoto návrhu je vytvořit živé

výpočtové vztahy, které se budou měnit při výměně nebo úpravě vozidla, závodní tratě, řidiče, paliva, prostředí, motoru, převodového ústrojí. Jednotlivé výpočtové vztahy doplněné o názorné grafy se zabývají následujícími závislostmi (výpočtový program je umístěn v příloze na konci diplomové práce).

Jízdní odpory:

- odpor valení (trať je volena po asfaltu s tabulkovou hodnotou součinitele),
- odpor vzduchu (hodnoty od kolegy, který řeší karosérii eco-vozidla),
- odpor proti stoupání (závodní okruh je situován bez klesání a stoupání),
- odpor proti zrychlení.

Potřebná hnací síla a výkon:

- trakční síla,
- výkon motoru na zadním kole,
- moment na zadním kole,
- výkon skutečně potřebný,
- převodový poměr,
- moment motoru.

Spotřeba paliva:

- výpočet z hodnot jízdních odporů,
- výpočet z hodnot měnicího se výkonu motoru Honda GX35.

Dva pohledy na spotřebu paliva:

a) Výpočet spotřeby paliva z jízdních odporů

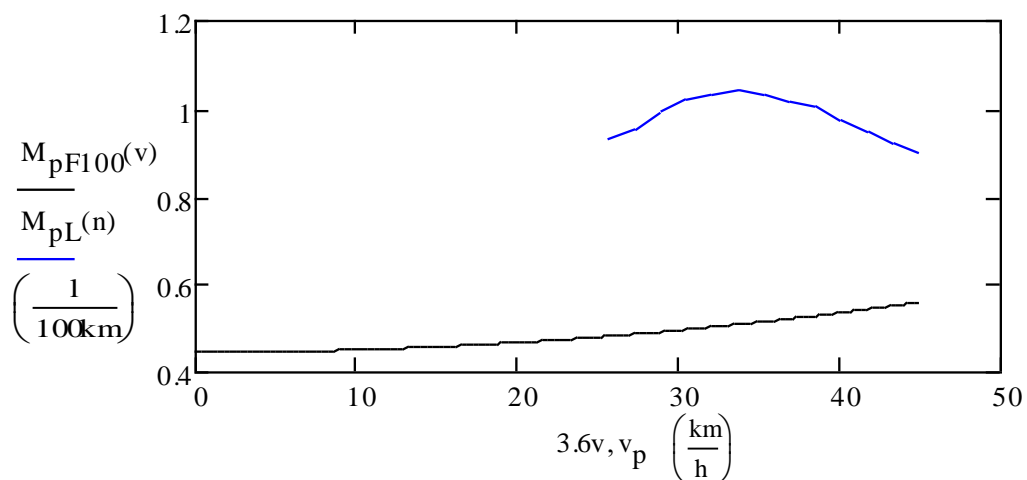
$$M_{pF100(v)} := \frac{100 m_p \cdot F_T(v)}{3.6 \rho_p \cdot \eta} \left(\frac{1}{100\text{km}} \right) \quad (6.1)$$

b) Výpočet spotřeby paliva z výkonu motoru Honda GX35

$$M_{pL(n)} := \frac{10^5 \cdot M_p(n)}{v_p \cdot \rho_p} \left(\frac{1}{100\text{km}} \right) \quad (6.2)$$

kde M_p – hodinová spotřeba [kg/h]

$$M_p(n) := m_p \cdot P_M(n) \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \quad (6.3)$$



Graf č. 13: Výsledný graf spotřeby paliva

Jedním z požadavků pořadatele závodu je dosáhnout na závodní trati minimální průměrnou rychlost 24,14 km/h (15 mph). Modře znázorněná závislost udává maximální spotřebu paliva motoru Honda GX35 při využití maximálního výkonu v závislosti na otáčkách. Černě je udána spotřeba paliva v závislosti na minimálních jízdních odporech, které na vozidlo při určité rychlosti působí. Z hlediska výkonu motoru je nejlepší rychlost pro nejnižší spotřebu paliva 30 km/h nebo 45 km/h. Z pozice narůstajících jízdních odporů se stoupající rychlostí již maximální rychlost nejlepší není. Výsledný graf č. 13 znázorňuje, že je výhodné z hlediska spotřeby paliva a pravidel závodu jet rychlostí 30 km/h.



Obrázek č. 119: Plnění palivové nádrže z byrety [12]



Obrázek č. 120: Tlaková palivová soustava [42]

7 Závěr

Ve své diplomové práci jsem věnoval pozornost návrhu pohonu experimentálního vozidla určeného pro soutěž Shell Eco-marathon. Daný úkol vyžadoval dodržování pravidel, jež byla určena pořadatelem závodu. Všichni soutěžící byli nuceni respektovat stejné podmínky, na jejichž základě byl vybrán nejlepší závodník, který dosáhl nejmenší spotřeby paliva na ujetém závodním okruhu.

Pro své studium jsem zvolil soutěžní skupinu „prototype“ se zážehovým spalovacím motorem, a to na palivo Shell FuelSave Natural 95. Toto téma vyžadovalo nutnou znalost dosavadních konstrukčních řešení, která byla již použita při závodu. Za svůj prvotní cíl jsem pokládal výběr toho nejvhodnějšího způsobu pohonu, který by mi poskytl inspiraci při sestavení mého vlastního návrhu na pohon vozidla.

Daný úkol, tj. návrh pohonu, se mi jevil jako velmi nelehký, ale zato velmi přínosný. Na počátku mé práce jsem si stanovil požadavek, který by korespondoval s modelem pohonu, jenž by se vyznačoval nejnižší spotřebou paliva. Pro určení postačujícího výkonu motoru jsem vycházel z teoretických výpočtů jízdních odporů při jízdě vozidla. Parametry pro výpočet byly posuzovány na základě údajů, ke kterým dospěli mí kolegové při řešení karoserie a rámu experimentálního vozidla, a rovněž na základě mého uvážení upevněného dostupnou literaturou. Zároveň bylo nutné, aby dané údaje a výsledky nebyly v rozporu s pravidly. Po provedení výpočtů byl stanoven postačující výkon motoru s hodnotou 0,71 kW a postačující krouticí moment s hodnotou 0,87 Nm. Při výběru vhodného motoru jsem hledal kompromis mezi dostačujícím výkonem motoru a spotřebou paliva. Nakonec jsem dospěl k výběru motoru od značky Honda s označením GX35, který disponuje výkonem 1 kW při 7000 otáčkách za minutu a krouticím momentem 1,6 Nm při 5500 otáčkách za minutu. Vybraný motor je nutné upravit tak, aby vyhovoval pravidlům soutěže. K předním pravidlům patří dodržování hlukové normy, vývod výfuku motoru do zadní části vozidla, možnost nouzového vypnutí motoru apod. Tyto požadavky jsou před samotným závodem kontrolovány technickými inspektory.

Pro správné a přesné uložení motoru s možností posuvu jsem vytvořil rám, do kterého byl vložen motor s převodovým ústrojím. Bylo nutné provést pevnostní a tuhostní analýzu v programu SolidWorks. Po zadání jednotlivých parametrů, tj. materiál P235GH o tloušťce 1,5 mm a sil, které působí na rám motoru, se zobrazila kritická místa konstrukce. Tato místa jsem vyztužil dvojicí vzpěr po obou stranách rámu a přidáním materiálu kolem fixního

uložení o šířce 50 mm a tloušťce 1,5 mm z téhož materiálu jako rám. Po tomto úkonu danou konstrukci považuji za vyhovující i z hlediska zadané bezpečnosti 1,7.

K uvedení vozidla do pohybu byla vybrána automatická odstředivá spojka se spouštěcími otáčkami v rozsahu 3500 – 4000 za minutu, přičemž hodnota volnoběžných otáček motoru Honda GX35 dosahuje 3100 ± 200 za minutu. Jako převodové ústrojí, které má výpočtem stanovený převodový poměr 20,5, byl zvolen planetový převod s řetězovým převodem. Točivý moment jsem převedl na centrální kolo pomocí plné hřídele z materiálu 11 343 o průměru 15 mm. Odvedl jsem jej zpět k motoru z unašeče, který byl spojen s dutou hřídelí stejného materiálu o vnějším průměru 30 mm a vnitřním průměru 27 mm. Mezi oběma hřídeli jsou uložena dvě jehlová ložiska NK 15/19, která umožňují jejich vzájemné otáčení. Dutou hřídel jsem upevnil do rámu motoru pomocí kuličkového ložiska 6006 ČSN 02 4630. Poté jsem obrátil pozornost na řetězový převod, jenž spojuje ozubená kola. Na základě provedeného výpočtu jsem zvolil řetěz typu 10B s hnacím ozubeným kolem o průměru 66,33 mm a hnaným ozubeným kolem 172,05 mm. Celou konstrukci jsem názorně vymodeloval pomocí programu ProENGINEER.

Po splnění všech předešlých úkonů návrhu je na řadě poslední z nich a tím je spotřeba paliva. Možností, jak snížit spotřebu paliva, je celá řada. Jedním z nich je vlastní ovládání vozidla řidičem během závodu, který svými přesnými úkony šetří palivo. Například minimálním používáním brzdového ústrojí, ve kterém se maří pohybová energie nebo správným stylem jízdy. Spotřeba paliva ve větší míře závisí na komponentech experimentálního vozidla. Důležité je navrhnout vozidlo s minimálními jízdními odpory a nejvyšší účinností všech mechanických dílů podílejících se na pohonu. Vzhledem k těmto závislostem, které se v etapě návrhu neustále mění, jsem vytvořil výpočtový program pomocí Mathcadu. V programu lze měnit všechny vstupní hodnoty, které se zabývají jízdními odpory, výkony a momenty motoru. Výsledkem je závislost spotřeby paliva na rychlosti jízdy. V souvislosti s minimální spotřebou paliva a nutností dodržet minimální průměrnou rychlost danou pravidly jsem zvolil konstantní rychlost jízdy vozidla na 30 km/h.

Návrh pohonného ústrojí je složitá problematika, jak finančně tak i časově. Touto činností se univerzity, které se zúčastnily soutěže, zabývají již mnoho let. Je nutné provést mnoho reálných zkoušek na dynamometru nebo reálné konstrukci na trati pro ladění motoru s převodovým ústrojím. Byl bych moc rád, aby někdo pokračoval v této studii a docílil by vytvoření reálného modelu, který by byl schopen konkurovat v závodě Shell Eco-marathon.

8 Seznam použité literatury

- [1] NA EVROPSKÉM SHELL ECO-MARATHONU BYLY STANOVENY TŘI NOVÉ REKORDY. Shell.cz [online]. 2012 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.shell.cz/aboutshell/media-centre/news-and-media-releases/2012/pr-sem-2012-winners-120520.html>
- [2] Shell Eco-Marathon Europe 2010: Absolutní rekord ve spotřebě paliva padl. *Auto.cz* [online]. 2010 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/shell-eco-marathon-europe-2010-absolutni-rekord-spotrebe-paliva-padl-22870>
- [3] Shell Eco-marathon. *Shell.com* [online]. 2013 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon.html>
- [4] Disciplíny. *Cartech.cvut.cz* [online]. 2012 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.cartech.cvut.cz/combustion/formula-student-sae/discipliny>
- [5] 2013 SAE SUPERMILEAGE RULES. In: . *Pravidla SAE 2013* [online]. 2013 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://students.sae.org/competitions/supermileage/rules/rules.pdf>
- [6] Rules and regulations. Shell.com [online]. 2013 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.shell.com/global/environment-society/ecomarathon/for-participants/general-information/rules.html>
- [7] PEČÁK, Radek. Jak studenti závodí o nejnižší spotřebu svých vozidel. *Aktuálně.cz* [online]. 2012 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://auto.aktualne.centrum.cz/fotogalerie/2012/05/19/jak-studenti-zavodi-o-nejnizsi-spotrebu-svych-vozi/foto/477119/>
- [8] Student-built fuel-efficient car rules Shell Eco-Marathon with 2475.5 MPG. *Ecofriend.com* [online]. 2010 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.ecofriend.com/student-built-fuel-efficient-car-rules-shell-eco-marathon-with-24755-mpg.html>
- [9] SVOBODA, Aurel a Michal FABIAN. Z virtuality do reality – historie a současnost vývoje experimentálního vozidla. *Cad.cz* [online]. [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: <http://www.cad.cz/component/content/article/2863.html>

- [10] First participation in "all electric" class, first prize!. Voila.net [online]. 2010 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: http://shell-eco-iut-va.voila.net/shell_eco_marathon_deux/fiches_techniques/fich_tech2009english.html
- [11] I Know What You Did Last Week. *Usmseml.blogspot.cz* [online]. 2010 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: http://usmseml.blogspot.cz/2010_01_01_archive.html
- [12] What to do with your old scoter engine. *Advrider.com* [online]. 2008 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.advrider.com/forums/showthread.php?t=330777>
- [13] Řazení Rohloff. *Rebelbike.com* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.rebelbike.com/shop/katalog/164-rohloff.html?start=0>
- [14] Frame. *Poisson.me.dal.ca* [online]. 2009 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Frame.html
- [15] Design Project Correspondence. Design Project Correspondence [online]. 2009 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Documents.html
- [16] The 2010 Dalhousie Eco-Marathon Drivetrain. *Poisson.me.dal.ca* [online]. 2010 [cit. 2013-03-14]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_09_15/drivetrain.html
- [17] 2008 Shell Eco-marathon Americas roster - all 38 teams - announced. *Autoblog.com* [online]. 2008 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://green.autoblog.com/2008/03/28/2008-shell-eco-marathon-americas-roster-all-38-teams-announc/>
- [18] Budeme mít dostatek projektantů?. *Cad.cz* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.cad.cz/pdmp1m/7-2007/1379-budeme-mit-dostatek-projektantu.html>
- [19] Shell Eco marathon plný rekordů. *Autokaleidoskop.cz* [online]. 2008 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.autokaleidoskop.cz/Ruzne/Shell-Eco-marathon-plny-rekordu/>
- [20] New. *Http://mechanical.illinois.edu/* [online]. 2012 [cit. 2012-11-23]. Dostupné z: <http://mechse.illinois.edu/eco-marathon/index.php?id=1019|Team+News>
- [21] Blow by U Motorized Bicycles. *Http://blowbyu.ca/* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://blowbyu.ca/90301.html>
- [22] Honda GX35 bike. *Picsbox.biz/* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://picsbox.biz/key/honda%20gx35%20bike>

- [23] Go-kart torque converter. *Ebay.com* [online]. 2012 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: http://www.ebay.com/itm/go-kart-torque-converter-replacement-TAV2-10T-41-420-218353-/330757349651?pt=Go_Karts&hash=item4d02aca113&x=56&y=2
- [24] GO KART TORQUE CONVERTER CVT CLUTCH. *Ebay.com* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: http://www.ebay.com/sch/sis.html?_nkw=3%204%20GO%20KART%20TORQUE%20CONVERTER%20CVT%20CLUTCH%20Replaces%20COMET%20TAV2%2030%2075%20218353A%20TAV%202&_itemId=230883866483
- [25] Motor Honda GX35. *Ebazar.cz* [online]. 2012 [cit. 2012-11-07]. Dostupné z: <http://www.ebazar.cz/motorky/nahradni-dily/motor-honda-gx35/>
- [26] ABDELLATIF, Hussain, Sohaib SYED ALAM, Julius MANTOLINO a Adam PROCTOR. SHELL ECO MARATHON SUPERMILEAGE. In: *Dal.ca* [online]. 2011 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_11_03/reports/dec_rep.pdf
- [27] Přestavbová sada s motorem Honda GX35. *Bezbenzinu.cz* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://new.bezbenzinu.cz/prestavbova-sada-se-spalovacim-motorem-honda-c21/prestavbova-sada-s-motorem-honda-gx35-i103/>
- [28] Náhradní díly pro motokola. *Motokola.cz* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.motokola.cz/e-obchod.php?exe=3&pag=1&sortiment=N%E1hradn%ED%20d%EDly%20pro%20motokola>
- [29] Motokola a motorové nástavby. *Motokola.cz* [online]. 2011 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://motokola.cz/>
- [30] Eco Illini. *Http://ecoillini.com/* [online]. 2012 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://ecoillini.com/pictures/>
- [31] Vala, M., Tesař, M.: *Teorie a konstrukce silničních vozidel I*. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-503-X.
- [32] Vlk, F.: *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2004, ISBN 80-239-1601-7.
- [33] Jan, Z., Ždánský, B.: *Automobily 1 – podvozky*. Nakladatelství Avid, Brno 2006, ISBN 80-903671-3-5.

- [34] Koreis, J., Koreisová, G.: Hydromechanika Newtonských kapalin, Pardubice 2007, skripta
- [35] KEMKA, Vladislav. Mechanika jízdy vozidla. In: *ZDMT 4. přednáška* [online]. 2006 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.uloz.to/6673995/4-prednaska-jizdni-odpory-pdf>
- [36] Vlastní poznámky ze studia
- [37] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Vlk., Brno 2000, ISBN 80-238-5273-6.
- [38] Motory. *Hondastroje.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory.html>
- [39] Drábek, O.: *Návrh klikového mechanismu motoru 50 ccm pro motokolo*. Pardubice, 2011. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Doprávní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Jan Pokorný, Ph.D.
- [40] Srovnání součinitelů aerodynamického odporu u aut. *Martin-tlusty.euweb.cz* [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.martin-tlusty.euweb.cz/htm/CarAerodCz.htm>
- [41] Bačkovský, L.: *Ideový návrh koncepce vozidla pro ecorallye*, Pardubice, 2012. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Doprávní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.
- [42] Research & Development. *Terakki.org.tr* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.terakki.org.tr/shelleco/english/research2009.html>
- [43] Media. *Http://poisson.me.dal.ca* [online]. 2009 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z:
- [44] Honda GX35. *Hondastroje.cz* [online]. 2012 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory/mini-ctyrtaktni/produkt/honda-gx-35.html>
- [45] Eko vozítko s minimální spotřebou. *Http://magazin.libimseti.cz* [online]. 2012 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://magazin.libimseti.cz/pro-muze/8804-eko-vozikto-s-minimalni-spotrebou>
- [46] The 2010 Dalhousie Eco-Marathon Engine. *Http://poisson.me.dal.ca* [online]. 2010 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_09_15/engine.html
- [47] Zajíc, J.: Fyzika II pro technické obory prezenčního studia, Pardubice 2009, skripta

- [48] Engine. *Http://poisson.me.dal.ca* [online]. 2009 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Media.html
- [49] Držák výfuku Fabia. *Skoda-dily.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.skoda-dily.cz/eshop/6q0253144g-drzak-vyfuku-fabia.html>
- [50] Rozběhová třecí spojka. *Wikipedia.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Rozb%C4%9Bhov%C3%A1_t%C5%99ec%C3%AD_spojka.jpg
- [51] Odstředivá spojka standart 50ccm. *Atvbike.cz* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.atvbike.cz/produkt/60-odstrediva-spojka-standart-50ccm.html?katID=12>
- [52] Náhradní odstředivá spojka ke křovinořezu - vnitřní část. *Hobynaradi.cz* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.hobynaradi.cz/cs/nahradni-dily/10033-nahradni-odstrediva-spojka-ke-krovinorezu-vnitri-cast.html>
- [53] Volba typu převodu. *Mitcalc.com* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_transmission_choice.htm
- [54] Pešík, L.: Části strojů 2. díl. Vydavatel Technická univerzita v Liberci, Liberec 2002, ISBN 80-7083-608-3.
- [55] Planetové převody s přímými a šikmými zuby. [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/gear5/help/cz/gear5txt.htm>
- [56] Vlk, F.: Převody motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Prof. Ing. František Vlk, DrSc., Brno 2006, ISBN 80-239-6463-1.
- [57] KALÁB, Květoslav. Návrh a výpočet řetězového převodu: Vysokoškolská příručka. In: *347.vsb.cz* [online]. Ostrava: Technická univerzita Ostrava, 2008 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>
- [58] Řetězový převod. *Contra.cz* [online]. 2008 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://www.contra.cz/retezovy_prevod/konstrukce_valeckoveho_retezu.html
- [59] Válečkové řetězy Vamberk. *Retezylomouc.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.retezylomouc.cz/retezy-/valeckove-vamberk>
- [60] Konstrukce řetězového převodu. *Contra.cz* [online]. 2008 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://www.contra.cz/retezovy_prevod/konstrukce_retezoveho_prevodu.html

- [61] DOLEŽÍ, Vítězslav a Dušan GALIS. Mechanika II: Výukový manuál. In: *Sspu-opava.cz* [online]. 2009 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf
- [62] LEINVEBER, Jan, VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly : [s.n.], 2005. 908 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [63] Highest Torque Density in the industry offered by the Neugart E series servo gear heads. *Motioncontrol.com* [online]. 2013 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.motioncontrol.com/articles/highest-torque-density-industry-offered-neugart-e-series-servo-gear-heads>
- [64] PLE In-Line Gearboxes. *Acpd.co.uk* [online]. 2012 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.acpd.co.uk/ple-planetary-gearboxes.html>
- [65] Blog - články o náboji Rohloff. *Rohloff.cz* [online]. 2013 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://www.rohloff.cz/blog.php>
- [66] Car Testing 1. [Http://usmshellecomarathon.blogspot.cz/](http://usmshellecomarathon.blogspot.cz/) [online]. 2010 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://usmshellecomarathon.blogspot.cz/>
- [67] Drivetrain2. [Http://poisson.me.dal.ca/](http://poisson.me.dal.ca/) [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Pictures/Drivetrain2.JPG
- [68] Volnoběžka. [Http://wikipedia.cz](http://wikipedia.cz) [online]. 2012 [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Volnob%C4%9B%C5%BEka>
- [69] Continental Giro Tubular Tire. *Bicycletires.com* [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z: http://www.bicycletires.com/pcogro/continental_giro_tubular_tire/pp.htm
- [70] Startér, Minarelli 50 4T. *Scooter-tuning.cz* [online]. 2010 [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: <http://www.scooter-tuning.cz/starter-minarelli>
- [71] Spotřeba automobilu. *Wikipedia.cz/* [online]. 2013 [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Spot%C5%99eba_automobilu
- [72] Frequently Asked Questions - Technical. *Shell.com* [online]. [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: http://www.shell.com/home/content/ecomarathon/for_participants/regional_information/americas/faqs/technical/

[73] BATTERTON, Chad, Matthew HARDING, Liam JEFFERY a Brad MARCUS. Team 14. In: *Http://poisson.me.dal.ca* [online]. Dalhousie, 2008 [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Documents/Design%20Selection.pdf

[74] Benzín. *Http://wikipedia.cz/* [online]. 2013 [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Benz%C3%ADn>

[75] BATTERTON, Chad, Matthew HARDING, Liam JEFFERY a Brad MARCUS. Team 14. In: *Http://poisson.me.dal.ca* [online]. Dalhousie, 2008 [cit. 2013-03-21]. Dostupné z: http://poisson.me.dal.ca/~dp_08_14/Documents/FINAL%20REPORT.pdf

[76] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů 2. svazek: Páté přepracované vydání*. Praha: Technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.

9 Přílohy

9.1 Výpočty pomocí Mathcadu

V příloze se nachází výpočtový program spotřeby paliva v závislosti na jízdních odporech a parametrech zadaného motoru Honda GX35. Výpočet je vytvořen pomocí programu Mathcad a dostupné literatury.

9.2 Výkresová dokumentace rámu motoru

Výkresová dokumentace je vytvořena pomocí programů SolidWorks a AutoCAD. Dokumentace rámu motoru s přídatným držákem je provedena pouze ilustrativně. Pro vytvoření konečného výrobního výkresu by bylo zapotřebí mnohem podrobnější zhotovení.

Výkres č. 1.1 – Rám motoru

Výkres č. 1.2 – Tenký plech rámu

Výkres č. 1.3 – Výztužný plech 1

Výkres č. 1.4 – Výztužný plech 2

Výkres č. 1.5 – Trubka pro ložisko

Výkres č. 1.6 – Plechový profil

Výkres č. 1.7 – Trubka krátká

Výkres č. 1.8 – Trubka dlouhá

Výkres č. 1.9 – Vzpěra velká

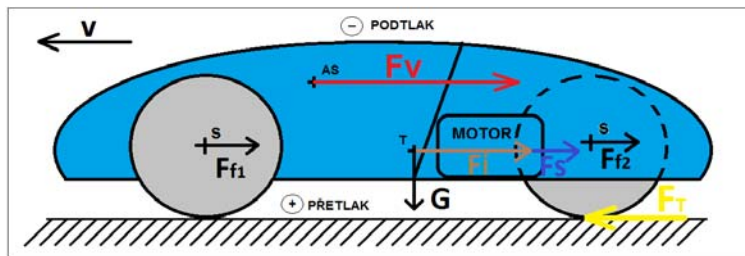
Výkres č. 1.10 – Vzpěra malá

Výkres č. 2.1 – Držák k rámu motoru

Výkres č. 2.2 – Bočnice držáku

Výkres č. 2.3 – Kruhová tyč

9.1 Výpočet pomocí Mathcadu



Úvod:

Z důvodu měnících se vstupních hodnot, a to častou úpravou experimentálního vozidla jsem při návrhu volil výpočtový program Mathcad. Účelem tohoto návrhu je vytvořit živé výpočtové vztahy, které se budou měnit při výměně nebo úpravě vozidla, závodní tratě, řidiče, paliva, prostředí, motoru, převodového ústrojí. Jednotlivé výpočtové vztahy doplněné o názorné grafy se zabývají následujícími závislostmi.

- Jízdní odpory:
 - odpor valení (trať je volena po asfaltu s tabulkovou hodnotou součinitele),
 - odpor vzduchu (hodnoty od kolegy, který řeší karosérii eco-vozidla),
 - odpor proti stoupání (závodní okruh je situován bez klesání a stoupání),
 - odpor proti zrychlení.
- Potřebná hnací síla a výkon:
 - trakční síla,
 - výkon motoru na zadním kole,
 - moment na zadním kole,
 - výkon skutečně potřebný,
 - převodový poměr,
 - moment motoru.
- Spotřeba paliva:
 - výpočet z hodnot jízdních odporů,
 - výpočet z hodnot měnícího se výkonu motoru Honda GX35.

Vstupní hodnoty:

Hmotnost vozidla:	$m_v := 55 \cdot \text{kg}$	Součinitel odporu vzduchu:	$c_x := 0.15$
Hmotnost řidiče:	$m_o := 75 \cdot \text{kg}$	Čelní plocha vozidla:	$S_\zeta := 0.65 \cdot \text{m}^2$
Součinitel odporu valení:	$f := 0.015$	Dynamický poloměr kola:	$r_d := 0.35 \cdot \text{m}$
Úhel stoupání vozovky:	$\alpha := 0 \cdot \text{deg}$	Účinnost přenosu:	$\eta := 0.94$
Maximální rychlost vozidla:	$v_{\max} := 12.5 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Hustota vzduchu:	$\rho := 1.26 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Zrychlení eco-vozidla:	$a := 0.14 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Maximální otáčky motoru Honda GX35:	$n_m := 7000 \cdot \frac{1}{\text{min}}$
Součinitel vlivu pohybujících se hmot:	$\xi := 1.02$		

Jízdní odpory

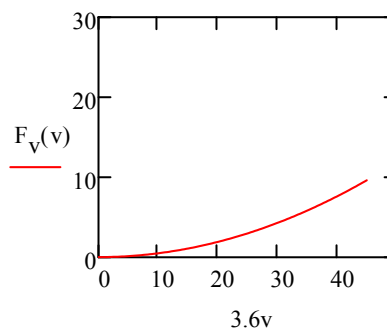
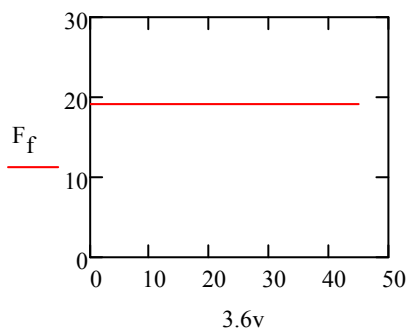
Rychlost: $v := 0 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}, 0.1 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}} \dots v_{\max}$

Celková hmotnost: $m_c := m_v + m_o$

Odpor valení: $F_f := m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha)$

$$F_f = 19.123 \text{ N}$$

Odpor vzduchu: $F_v(v) := c_x \cdot S_\xi \cdot v^2 \cdot \frac{\rho}{2}$



Odpor proti stoupání: $F_s := m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha)$

$$F_s = 0 \text{ N}$$

Odpor proti zrychlení: $F_z := m_c \cdot a \cdot \xi$

$$F_z = 18.564 \text{ N}$$

(závodní okruh je volen pouze po rovině)

Potřebná hnací síla a výkon

Trakční síla:

$$F_T(v) := F_f + F_v(v) + F_s + F_z$$

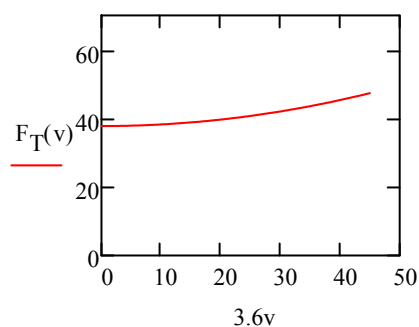
Výkon motoru na zadním kole: $P_K(v) := F_T(v) \cdot v$

Moment na zadním kole: $M_K(v) := F_T(v) \cdot r_d$

Výkon skutečně potřebný: $P(v) := \frac{P_K(v)}{\eta}$

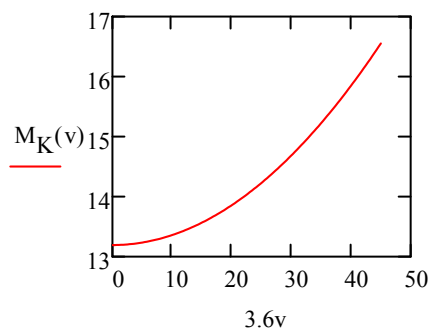
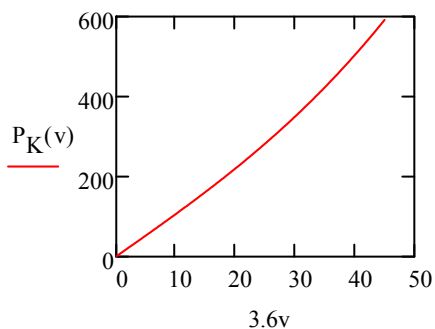
Převodový poměr: $i_c := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m \cdot r_d}{v_{\max}}$

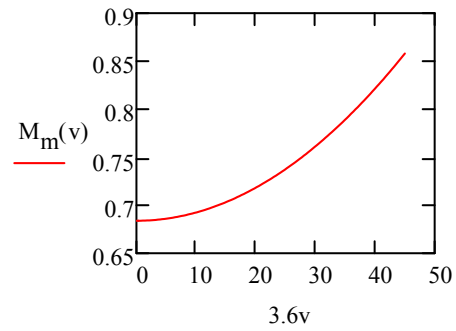
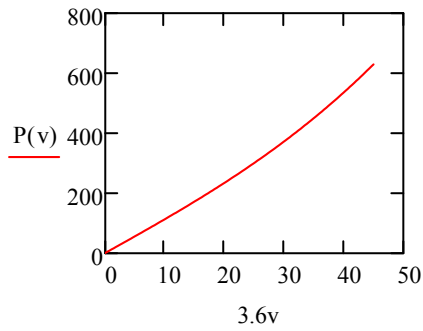
$$i_c = 20.525$$



Moment motoru:

$$M_m(v) := \frac{F_T(v) \cdot r_d}{\eta \cdot i_c}$$





$F_T(v) =$	$P(v) =$	$P_K(v) =$	$M_K(v) =$	$M_m(v) =$
N	W	W	$\cdot N \cdot m$	$\cdot N \cdot m$
37.687	0	0	13.19	0.684
37.688	4.009	3.769	13.191	0.684
37.689	8.019	7.538	13.191	0.684
37.692	12.03	11.308	13.192	0.684
37.697	16.041	15.079	13.194	0.684
37.702	20.054	18.851	13.196	0.684
37.709	24.07	22.625	13.198	0.684
37.717	28.087	26.402	13.201	0.684
37.726	32.107	30.181	13.204	0.684
37.737	36.131	33.963	13.208	0.685
37.748	40.158	37.748	13.212	0.685
37.761	44.189	41.537	13.216	0.685
37.775	48.224	45.331	13.221	0.685
37.791	52.264	49.128	13.227	0.686
37.807	56.309	52.93	13.233	0.686
37.825	60.359	56.738	13.239	0.686
37.844	64.416	60.551	13.245	0.687
37.864	68.478	64.37	13.253	0.687
37.886	72.548	68.195	13.26	0.687
37.909	76.624	72.027	13.268	0.688
37.933	80.708	75.865	13.276	0.688
37.958	84.799	79.711	13.285	0.689
37.984	88.899	83.565	13.294	0.689
38.012	93.008	87.427	13.304	0.69
38.041	97.125	91.298	13.314	0.69
38.071	101.252	95.177	13.325	0.691
38.102	105.389	99.066	13.336	0.691
38.135	109.536	102.964	13.347	0.692
38.169	113.694	106.872	13.359	0.692
...

Výpočet spotřeby paliva v závislosti na rychlosti

Vstupní hodnoty:

Hustota benzínu: $\rho_p := 750 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$

Měrná spotřeba paliva: $m_p := 0.3 \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW}\cdot\text{h}} \right)$

Výkon motoru Honda GX35 na otáčkách:

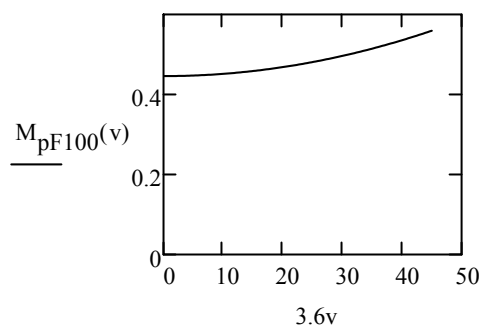
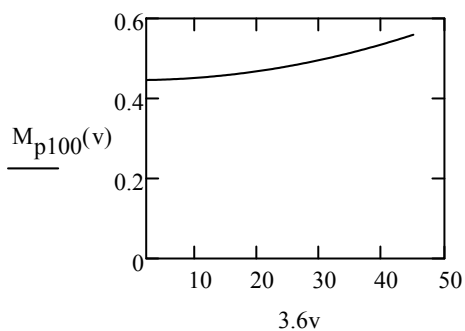
$P_M(n) :=$	(kW)	$n :=$	$\frac{1}{\text{min}}$
0.6		4000	
0.65		4250	
0.72		4500	
0.78		4750	
0.83		5000	
0.88		5250	
0.91		5500	
0.94		5750	
0.97		6000	
0.98		6250	
0.99		6500	
1		6750	
1.01		7000	

Výpočet z hodnot jízdních odporů:

Spotřeba v litrech na 100 km z potřebného výkonu a trakční síly:

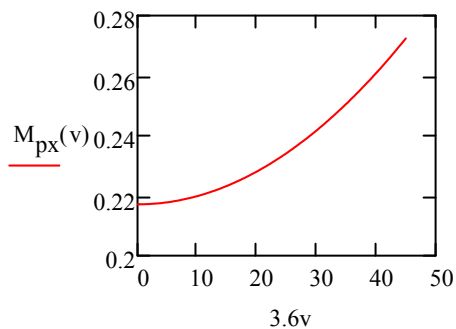
$$M_{p100(v)} := \frac{100 \cdot m_p \cdot P(v)}{3.6 \cdot v \cdot \rho_p} \quad \left(\frac{1}{100\text{km}} \right)$$

$$M_{pF100(v)} := \frac{100 \cdot m_p \cdot F_T(v)}{3.6 \cdot \rho_p \cdot \eta} \quad \left(\frac{1}{100\text{km}} \right)$$



Spotřeba v litrech na 100 km z minimálně potřebného momentu motoru:

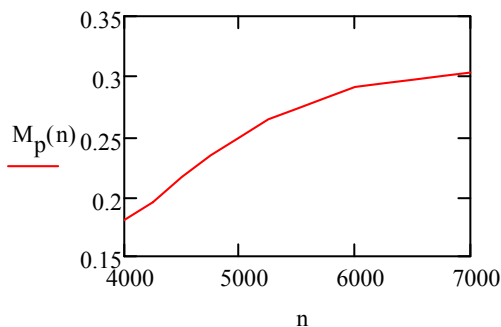
$$M_{px(v)} := \frac{m_p \cdot 10^3 \cdot M_m(v)}{3.6 \rho_p \cdot r_d} \quad \left(\frac{1}{100\text{km}} \right)$$



Výpočet z hodnot měničho se výkonu motoru Honda GX35:

Hodinová spotřeba:

$$M_p(n) := m_p \cdot P_M(n) \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right)$$



	0
0	0.18
1	0.195
2	0.216
3	0.234
4	0.249
5	0.264
6	0.273
7	0.282
8	0.291
9	0.294
10	0.297
11	0.3
12	0.303

Hmotnostní spotřeba v závislosti na ujeté dráze:

$$v_p := \frac{2 \cdot \pi \cdot 3.6n \cdot r_d}{60i_c} \quad \left(\frac{\text{km}}{\text{h}} \right)$$

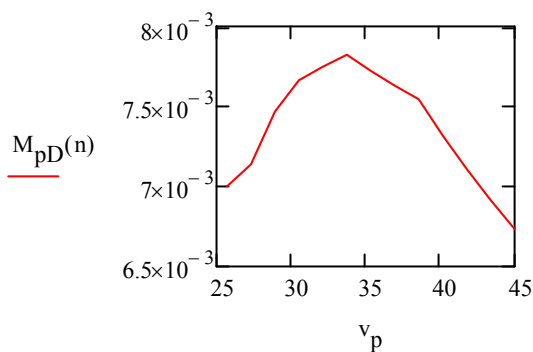
$$M_{pD}(n) := \frac{M_p(n)}{v_p} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{km}} \right)$$

Hodinová objemová spotřeba:

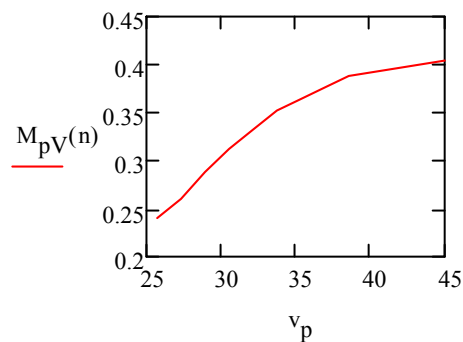
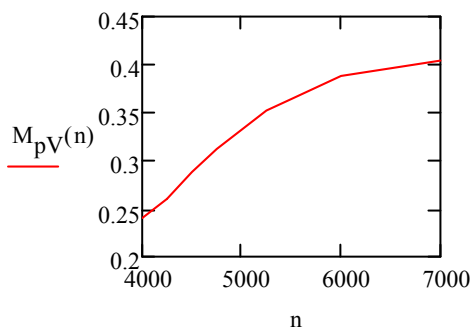
$$M_{pV}(n) := \frac{10^3 M_p(n)}{\rho_p} \quad \left(\frac{\text{l}}{\text{h}} \right)$$

$$M_{pV7000} := \frac{0.303 \cdot 10^3}{\rho_p} \quad \left(\frac{\text{l}}{\text{h}} \right)$$

$$M_{pV7000} = 0.404 \quad \left(\frac{\text{l}}{\text{h}} \right)$$

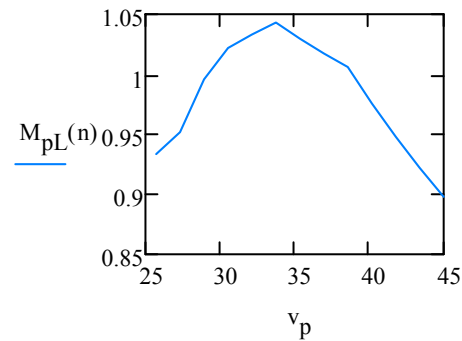
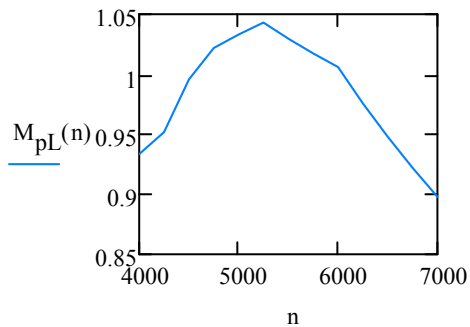


Zatížený motor Honda GX35 udává hodinovou spotřebu 0,71 l/h (se ztrátami v převodech).

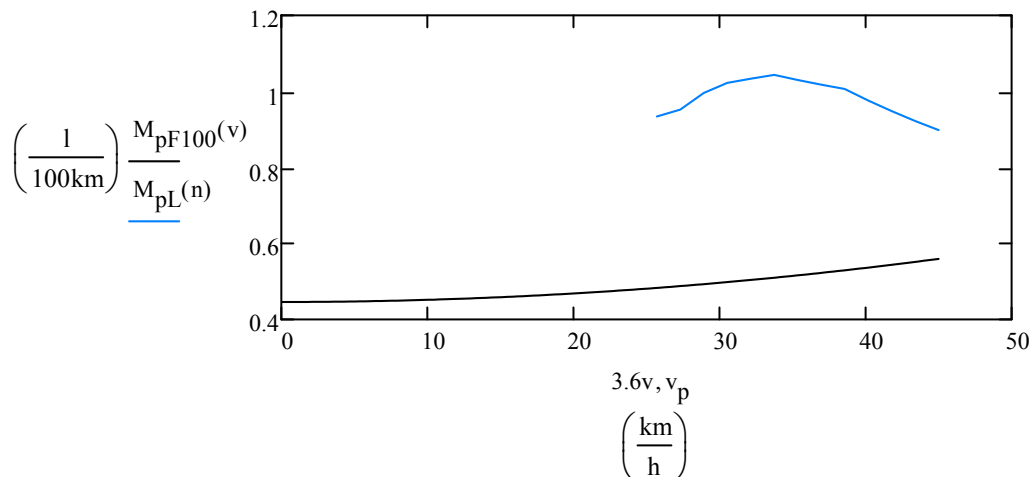


Spotřeba v litrech na 100 km:

$$M_{pL}(n) := \frac{10^5 \cdot M_p(n)}{v_p \cdot \rho_p} \left(\frac{1}{100\text{km}} \right)$$



Výsledné údaje

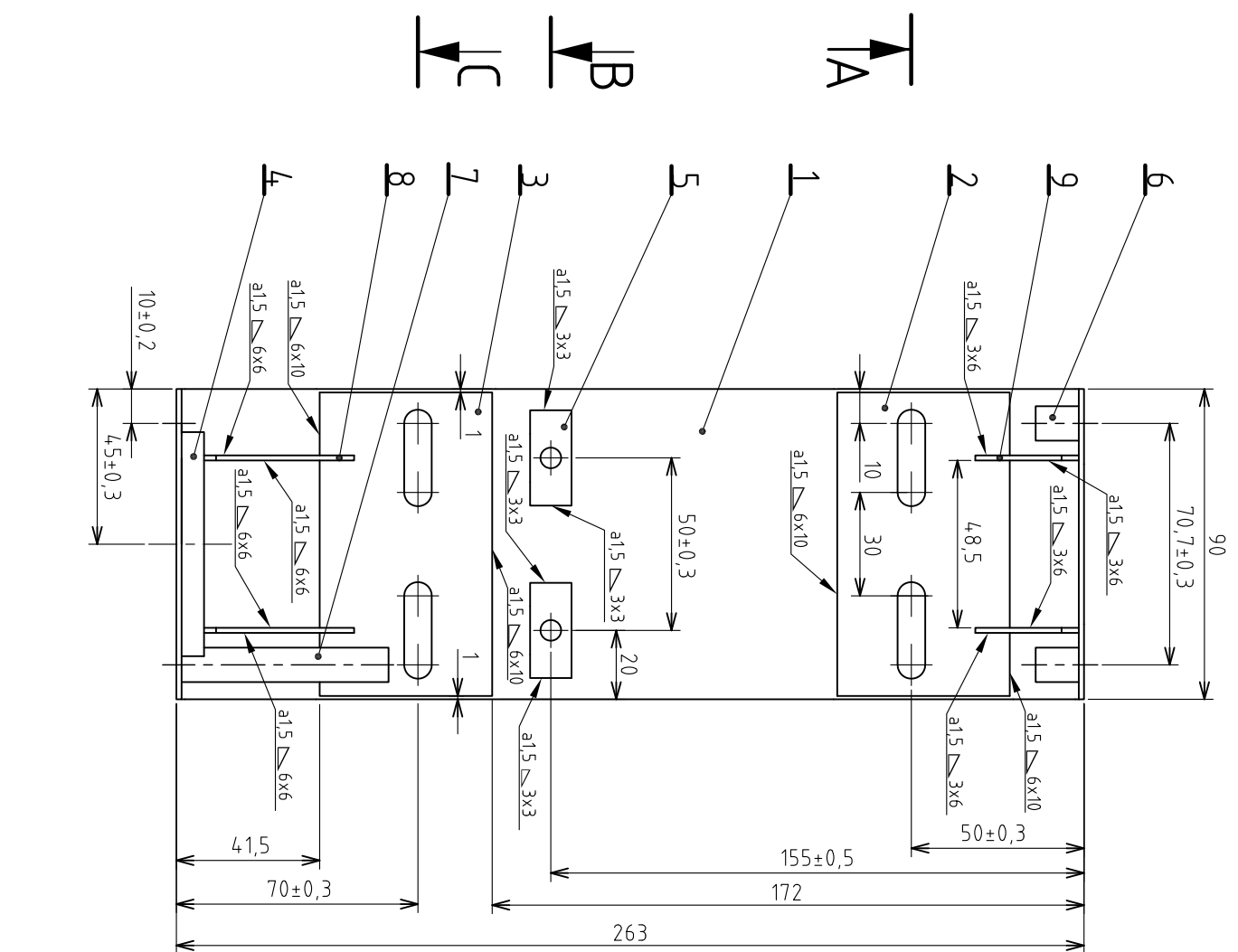


Závěr:

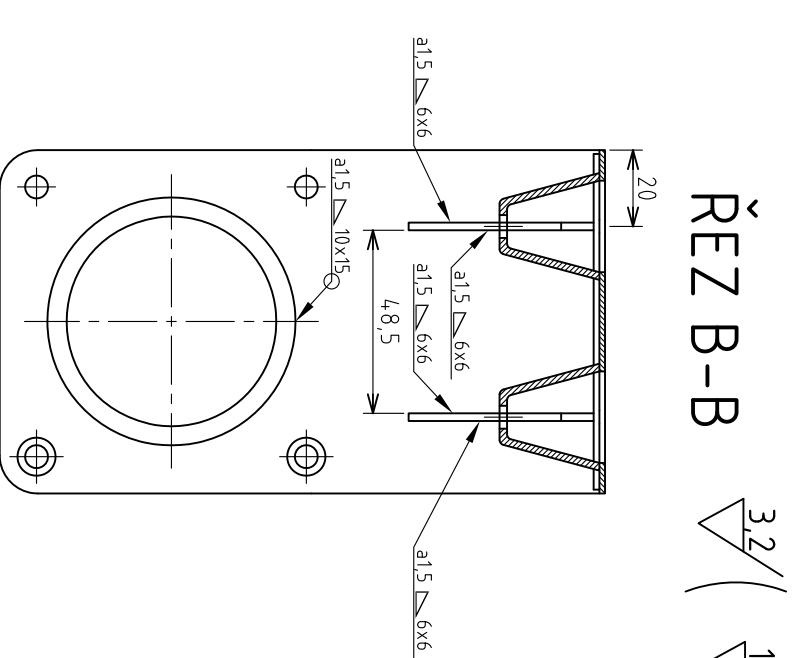
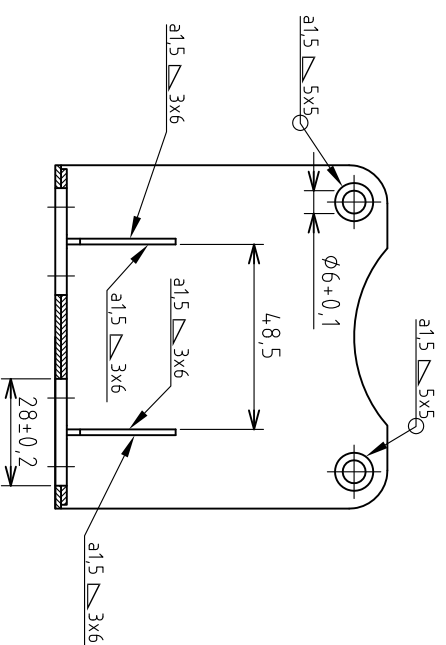
Pro splnění jednoho z požadavků pořadatele závodu je dosáhnout na závodní trati minimální průměrnou rychlost 24,14 km/h (15 mph). Modře znázorněná závislost udává maximální spotřebu paliva motoru Honda GX35 při využití maximálního výkonu v závislosti na otáčkách. Černě je udána spotřeba paliva v závislosti na minimálních jízdních odporech, které na vozidlo při určité rychlosti působí. Z hlediska výkonu motoru je nejlepší rychlost pro nejnižší spotřebu paliva 30 km/h nebo 45 km/h. Z pozice narůstajících jízdních odporů se stoupající rychlostí již maximální rychlost není nejlepší. Výsledný graf znázorňuje, že je výhodné z hlediska spotřeby paliva a pravidel závodu jet rychlostí 30 km/h.

Použité zdroje:

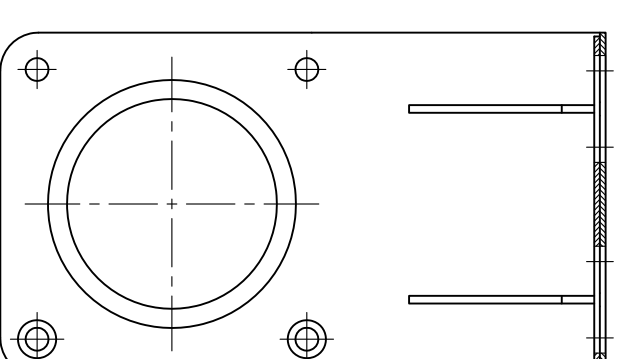
- Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství Vlk., Brno 2000, ISBN 80-238-5273-6.
- Vala, M., Tesař, M.: Teorie a konstrukce silničních vozidel I. Vydavatel Univerzita Pardubice, Pardubice 2003, ISBN 80-7194-503-X.
- Srovnání součinitelů aerodynamického odporu u aut. Martin-tlusty.euweb.cz [online]. [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.martin-tlusty.euweb.cz/htm/CarAerodCz.htm>
- Motory. Hondastroje.cz [online]. 2013 [cit. 2013-03-15]. Dostupné z: <http://www.hondastroje.cz/katalog-produktu/motory.html>



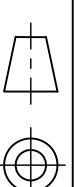
ŘEZ A-A



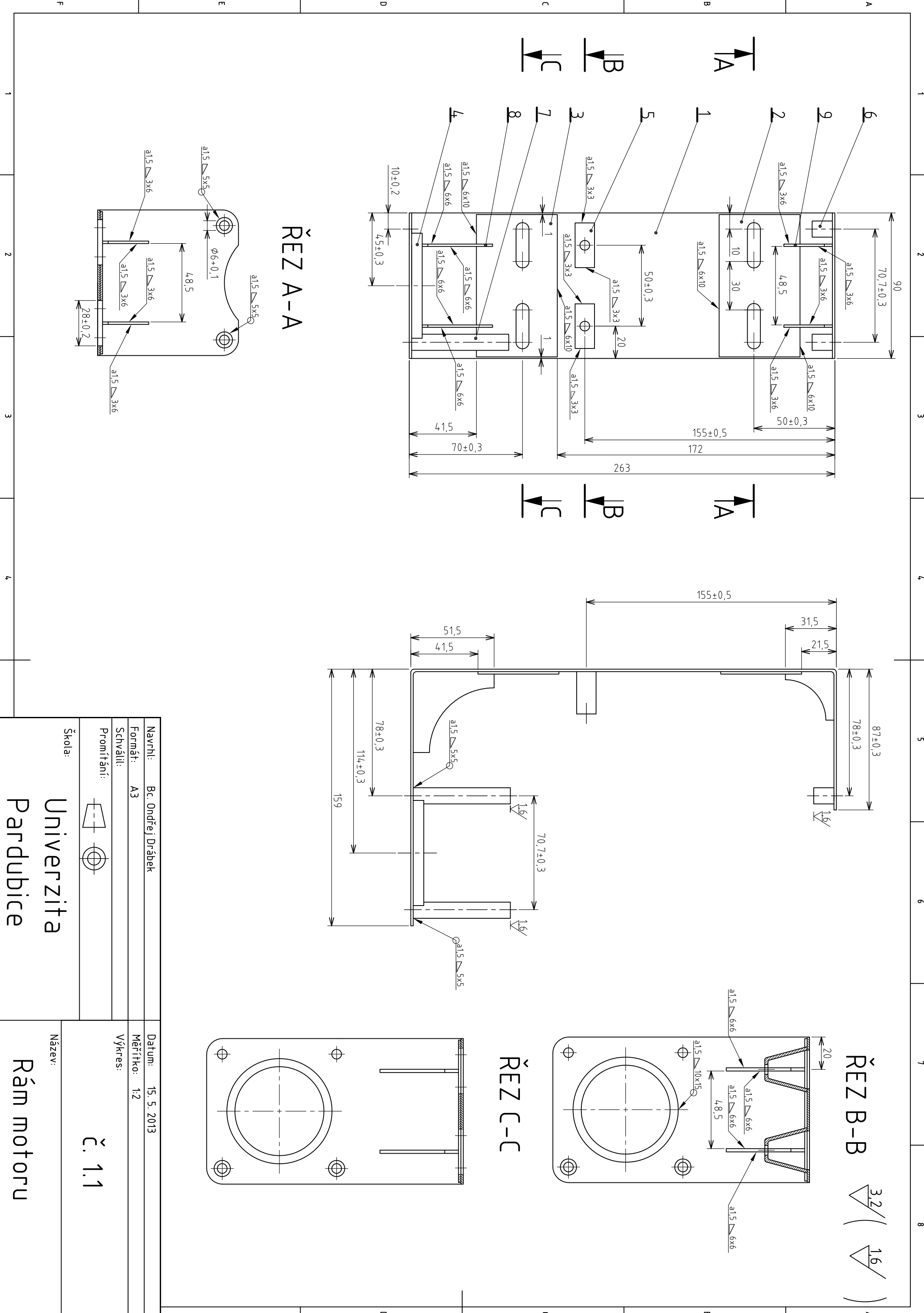
ŘEZ C-C

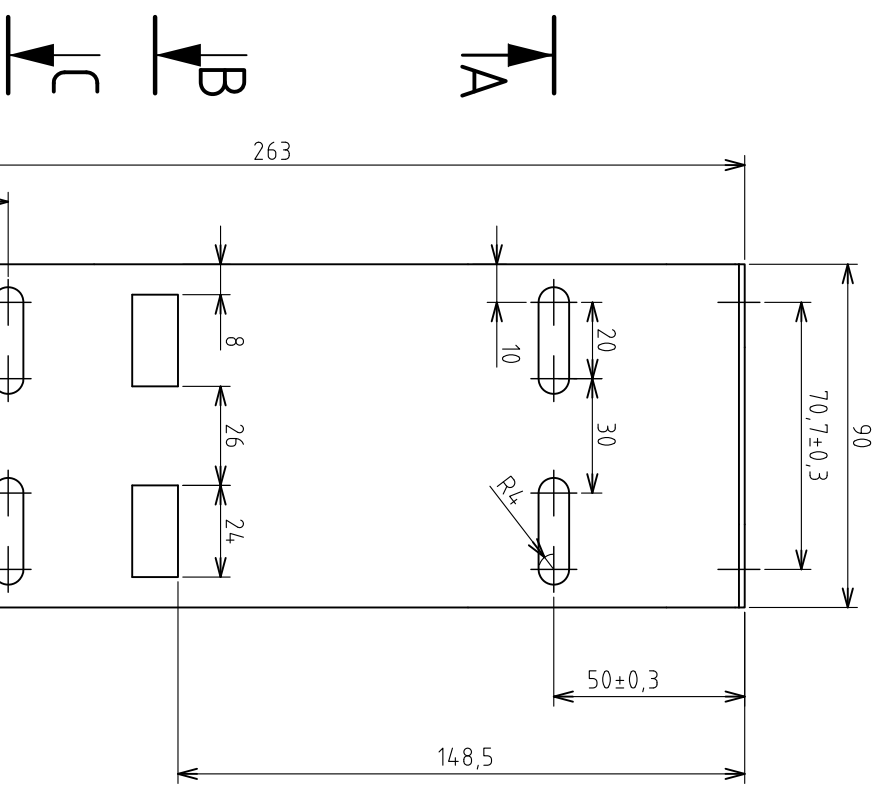


Navrhli:	Bc. Ondřej Drábek	Datum:	15. 5. 2013
Formát:	A3	Měřítko:	1:2
Schválili:		Výkres:	
Promítání:			
Škola:	Univerzita Pardubice	Název:	Řám motoru

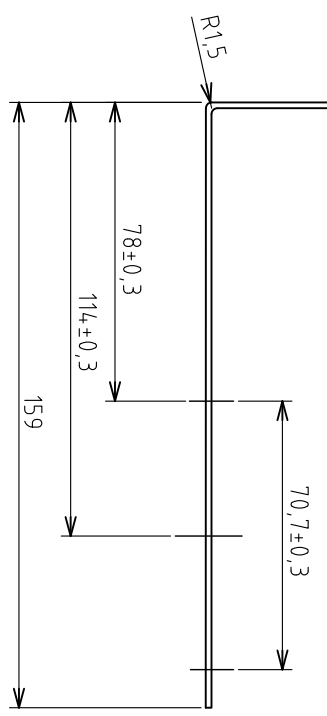
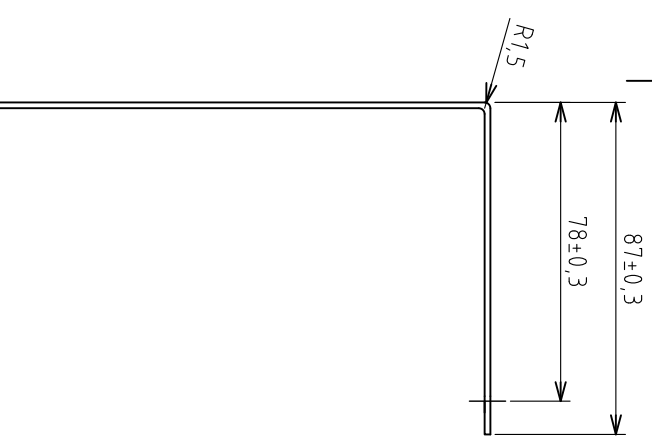
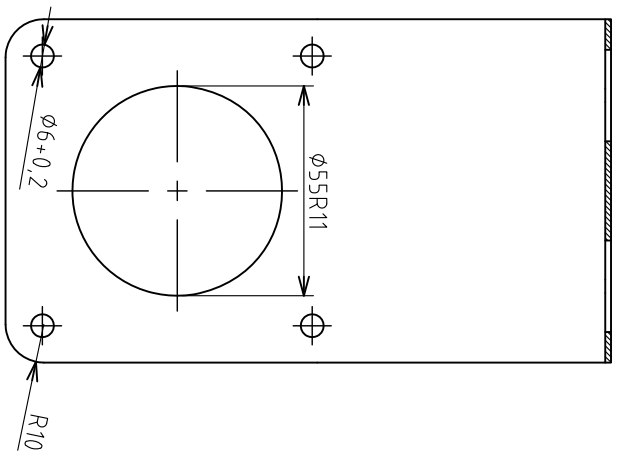


Č. 1.1

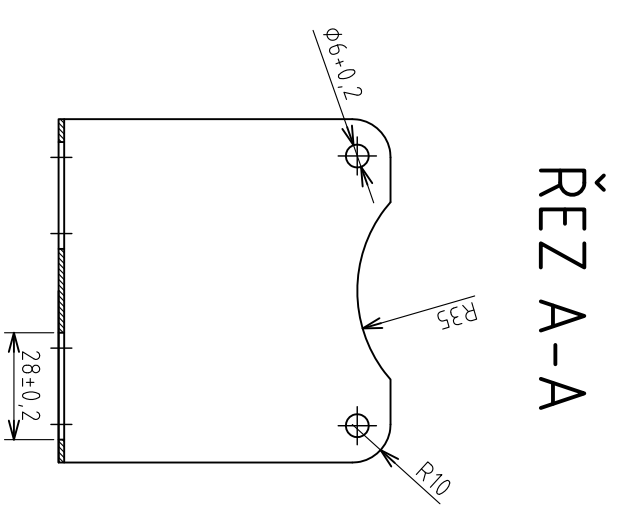
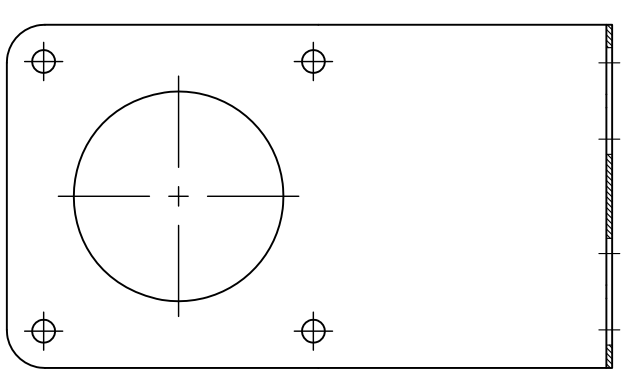




ŘEZ B-B

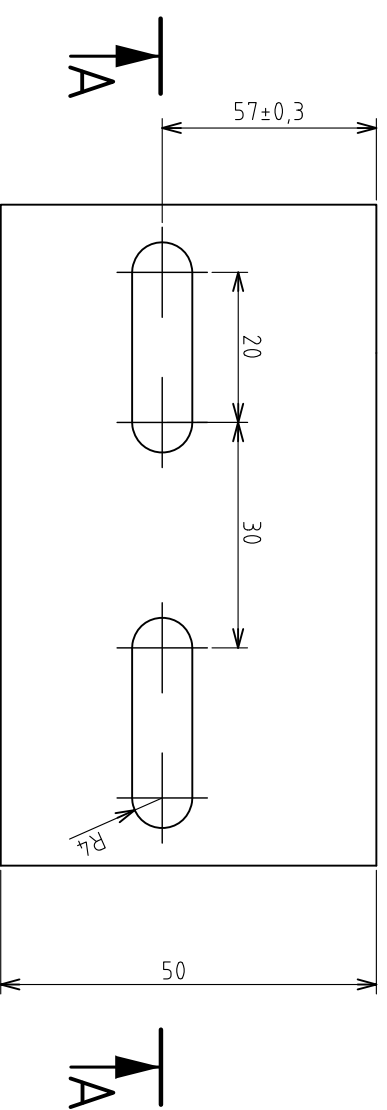


ŘEZ C-C

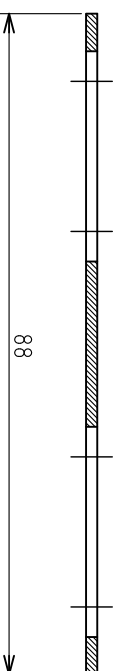


ŘEZ A-A

Číslo pozice	Název - označení	Výkres - norma	Množství	Hmotnost (kg)
1	Polotovár TENKÝ PLECH P 15-90 x 510 ČSN 42 5301.21	Č. 1.2	1	-
Navrhl: Bc. Ondřej Drábek		Datum: 15. 5. 2013		
Formát: A3		Měřítko: 1:2		
Schválil:		Výkres:		
Promítní:		Č. 1.2		
Škola: Univerzita Pardubice		Název: Tenký plech rámu		



ŘEZ A-A



Číslo pozice	Název - označení Polotovár	Výkres - norma Materiál	Množství Jednatka	Hmotnost (kg)
2	TENKÝ PLECH P 1,5-90 x 50 ČSN 42 5301.21	11 366		

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Datum: 15. 5. 2013

Formát: A4

Měřítko: 1:1

Schválil:

Výkres:

Promítl:

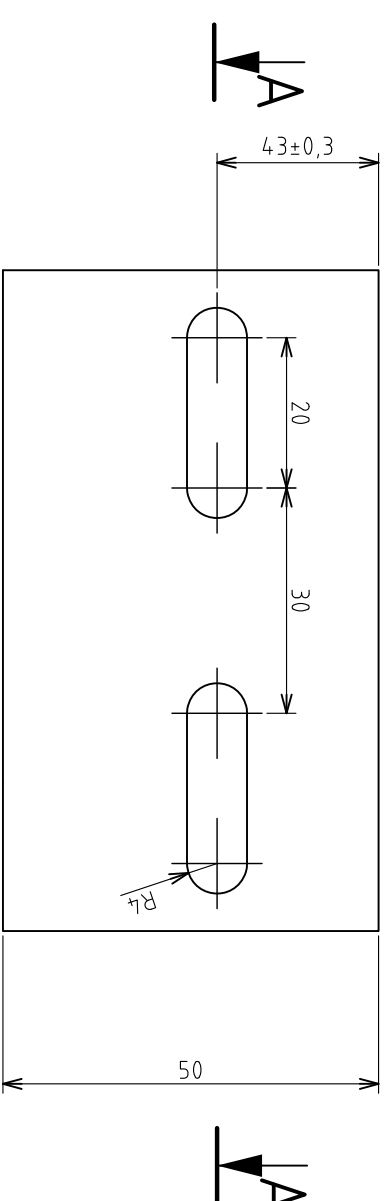
Škola:

Název:

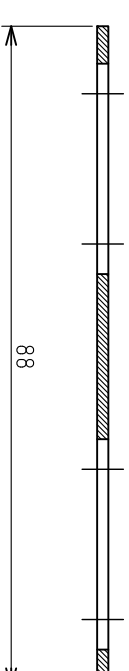
Univerzita
Pardubice

Výztužný plech 1

č. 1.3



ŘEZ A-A



Číslo pozice	Název - označení Polotovár	Výkres - norma Materiál	Množství Jednatka	Hmotnost (kg)
3	TENKÝ PLECH P 1,5-90 x 50 ČSN 42 5301.21	11 366		

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Datum: 15. 5. 2013

Formát: A4

Měřítko: 1:1

Schválil:

Výkres:

Promítl:

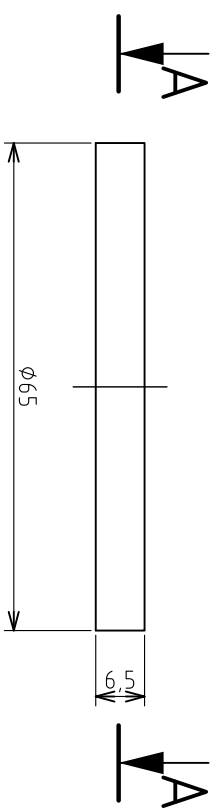
Škola:

Název:

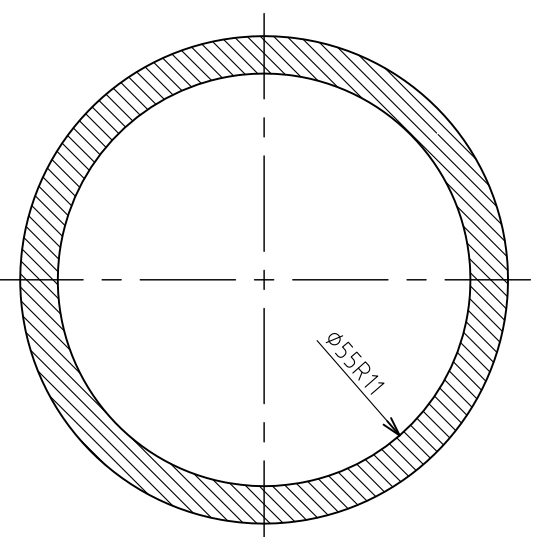
Univerzita
Pardubice

Výztužný plech 2

č. 1.4



ŘEZ A-A



Číslo pozice	Název - označení Polotovár	Výkres - norma Materiál	Množství Jednotka	Hmotnost (kg)

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Datum: 15. 5. 2013

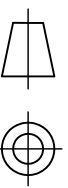
Formát: A4

Měřítko: 1:1

Schválil:

Výkres:

Promítlání:



Škola:

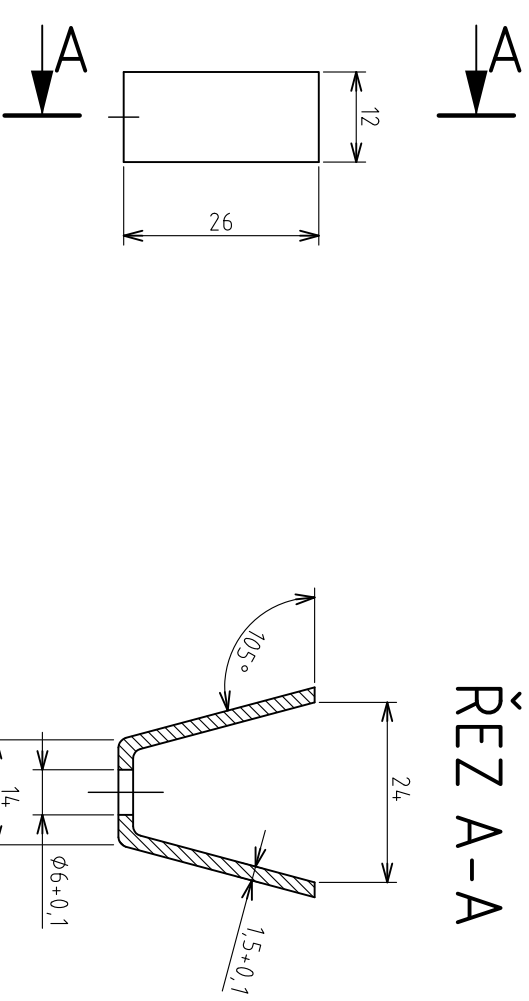
Univerzita

Název:

Pardubice

Trubka pro ložisko

č. 1.5



ŘEZ A-A

Číslo pozice	Název - označení Polotovár	Výkres - norma Materiál	Množství Jednotka	Hmotnost (kg)

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Datum: 15. 5. 2013

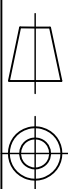
Formát: A4

Měřítko: 1:1

Schválil:

Výkres:

Promítlání:



Škola:

Univerzita

Název:

Pardubice

Plechový profil

č. 1.6

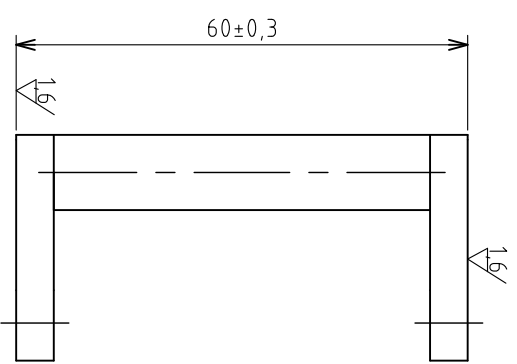
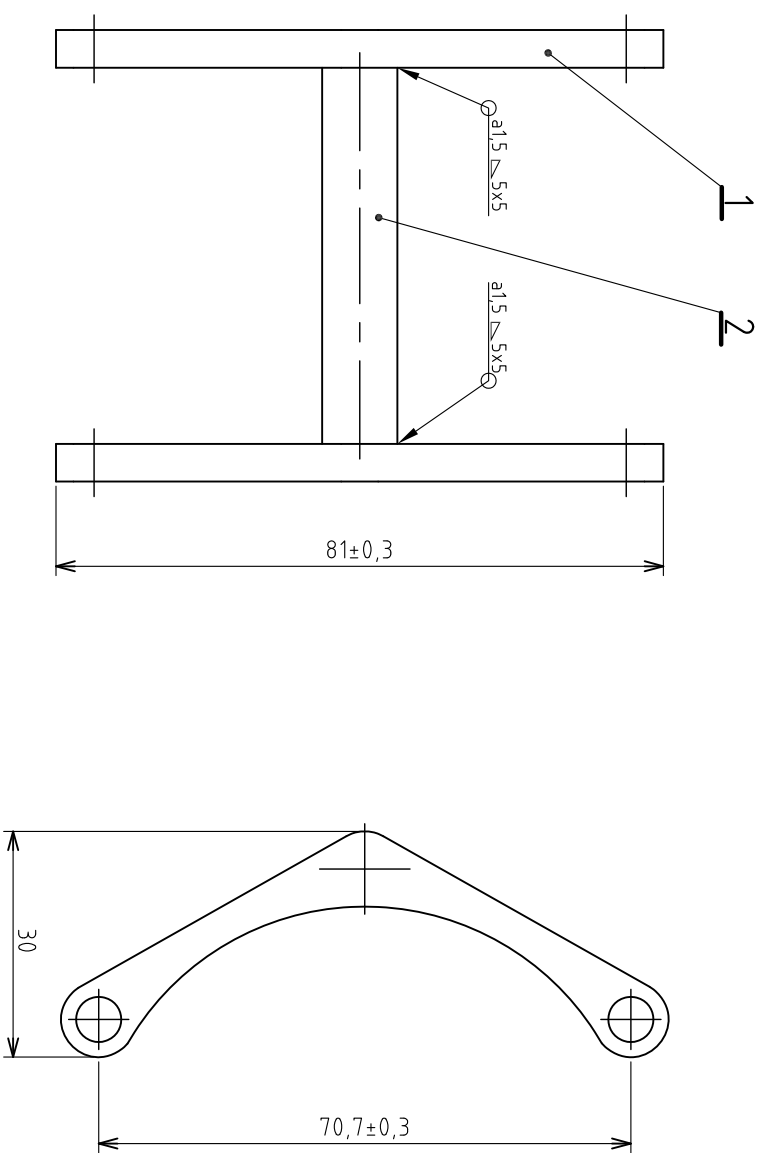
1

2

3

4

3.2 (1.6)

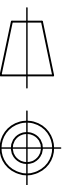


Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Formát: A4

Schválil:

Promítl:



Škola:

Univerzita

Pardubice

Datum: 15. 5. 2013

Měřítko: 1:1

Výkres:

č. 2.1

Název:

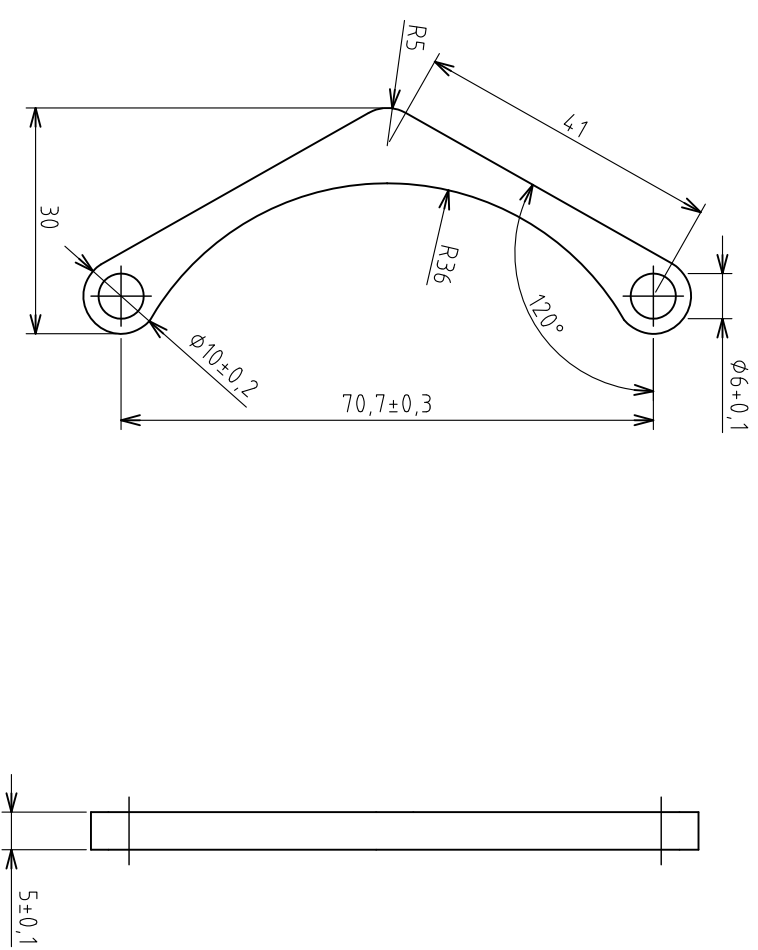
Držák k rámu motoru

1

2

3

4



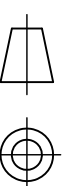
Číslo pozice	Název - označení	Výkres - norma	Množství	Hmotnost (kg)
1	Polotovár PLOCHÁ TYČ PLO 30x5h12 ČSN 42 6522.12	Č. 2.2	Jednatka 2	-

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Formát: A4

Schválil:

Promítl:



Škola:

Univerzita

Pardubice

Datum: 15. 5. 2013

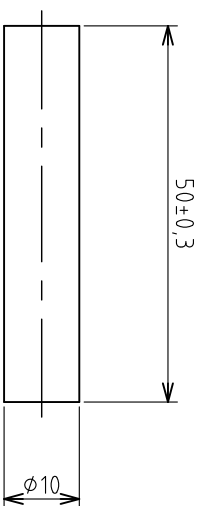
Měřítko: 1:1

Výkres:

č. 2.2

Název:

Bočnice držáku



Číslo pozice	Název - označení	Výkres - norma	Množství Jednotka	Hmotnost (kg)
2	KRUHOVÁ TYČ φ 10 ČSN 42 5510.12	Č. 2.3 11 366	1	-

Navrhl: Bc. Ondřej Drábek

Datum: 15. 5. 2013

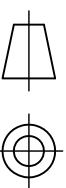
Formát: A4

Měřítko: 1:1

Schválil:

Výkres:

Promítl:



č. 2.3

Škola:

Univerzita

Název:

Pardubice

Kruhová tyč