



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

MĚŘENÍ VÝKONU SPALOVACÍCH MOTORŮ NA VÁLCOVÉM DYNAMOMETRU

MEASURING THE POWER OF IC-ENGINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Adamec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Vojtěch Adamec
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Měření výkonu spalovacích motorů na válcovém dynamometru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Problematika měření krouticího momentu a otáček u spalovacích motorů jak samostatných, tak ve vozidlech, je základní metodou měření na základě, které se provádí jejich vývoj a optimalizace. V poslední době význam ještě více narostl vzhledem k rostoucím nárokům na minimalizaci emisí motorů. Je třeba prostudovat výhody a nevýhody jednotlivých typů dynamometrů. Sestavit přehled norem, které se týkají měření parametrů spalovacích motorů.

Cíle bakalářské práce:

Přehled současného stavu poznání ve vývoj dynamometrů. Zpracovat výhody a nevýhody jednotlivých typů dynamometrů. Zpracovat přehled norem týkajících se měření spalovacích motorů na válcovém dynamometru včetně vlivu atmosférických podmínek, skluzů a pasivních odporů. Diskuse zahrnující směry, kterým se bude rozvoj těchto zařízení ubírat.

Seznam doporučené literatury:

KUTZ, Myer. Handbook of measurement in science and engineering. Hoboken, New Jersey: Wiley, 2013. ISBN 978-0-470-40477-5.

ATKINS, Richard D. An introduction to engine testing and development. Warrendale, Pa.: SAE International, 2009. ISBN 978-0-7680-2099-1.

VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce zpracovává téma měření výkonu a krouticího momentu spalovacího motoru na válcovém dynamometru. Cílem práce bylo na základě provedené rešerše poukázat na výhody a nevýhody jednotlivých typů dynamometrů, zpracovat přehled norem pro měření výkonu na válcovém dynamometru, vliv atmosférických podmínek, odporů a skluzů. Práce také popisuje, vývoj, různá konstrukční řešení válcového dynamometru, vlivu velikosti válců na valivý odpor a deformaci pneumatiky, vhodné dynamometry pro válcovou zkušebnu, vybavení zkušebny, zatěžovací módy a rozdíly mezi statickou a dynamickou zkouškou. Závěrem je provedena predikce budoucího vývoje těchto zařízení s ohledem na dokonalejší podvozkové systémy vozidel a vývoj elektromobilů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dynamometr, válcový dynamometr, výkon, krouticí moment, jízdní odpor, korekční součinitel

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with topic measuring the power and the torque of internal combustion engines on chassis dynamometer. The aim of the thesis was to show advantages and disadvantages of different types of dynamometers, to make review of standards for measuring power on chassis dynamometer, effect of atmospheric conditions, resistances and slippage. Thesis also describes evolution, different designs of chassis dynamometers, effect of roller diameter to rolling resistance and deformation of tire, suitable types of dynamometers for chassis dynamometer, equipment of testing room, modes of operating and differences between static and dynamic power testing. In the end I have made prediction of incoming development devices of this type with regard to evolution of intelligent chassis control systems and electric vehicles.

KEYWORDS

Dynamometer, chassis dynamometer, power, torque, driving resistance, correction factor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ADAMEC, Vojtěch. *Měření výkonu spalovacích motorů na válcovém dynamometru*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124168>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 60 s. Vedoucí práce Josef Štětina.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. června 2020

.....

Vojtěch Adamec

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za pomoc při zpracovávání této práce. Dále děkuji rodině a přátelům za podporu během studia.

OBSAH

Úvod	9
1 Dynamometry	10
1.1 Pasivní dynamometry	11
1.2 Aktivní dynamometry	16
1.3 Výběr dynamometru	17
1.4 Brzdná pole	18
2 Měření výkonu.....	22
2.1 Důležité veličiny	22
2.2 Princip měření výkonu	24
2.3 Výkonové charakteristiky	24
2.4 Metody měření výkonu	27
2.5 Podmínky měření výkonu	29
3 Válcové dynamometry.....	31
3.1 Historický vývoj	31
3.2 Konstrukce válcových dynamometrů	31
3.3 Vybavení a rozmístění zkušebny	33
3.4 Vhodné dynamometry pro válcové zkušebny	35
3.5 Momentová rovnováha na válcovém dynamometru.....	36
3.6 Typy zkoušek	37
4 Pasivní ztráty	40
4.1 Valivý odpor	40
4.2 Odpor vzduchu.....	43
4.3 Odpor stoupání.....	44
4.4 Odpor zrychlení	45
4.5 Dojezdová zkouška	46
4.6 Skluzy	47
5 Atmosférické podmínky	48
5.1 Korekce výkonu	48
5.2 Systém pro kontrolu teploty a vlhkosti a tlaku vzduchu.....	51
Závěr.....	53
Seznam použitých zkratk a symbolů	58

ÚVOD

V dnešní době si cestování bez spalovacího motoru téměř nedokážeme představit. Dnešní stav týkající se poznání v oblasti spalovacích motorů a takto rozsáhlé použití v praxi za cenu relativně malých nákladů byl umožněn, díky usilovné práci na vývoji, jehož velkou součástí je testování motorů dynamometrem. Tyto testy nemusí sloužit pouze pro měření výkonu, ale také pro ověření životnosti komponent, zjištění reálné spotřeby paliva, emisí a další. Velká řada testů na dynamometru je zakotvena v legislativě, kterou se řídí např. schvalování vozidla nebo jeho komponent k provozu.

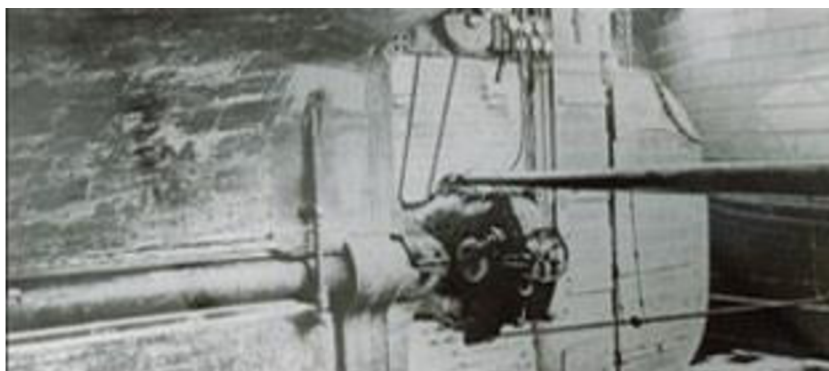
Válcové dynamometry zažívají v posledních letech velký rozmach a je to hlavně dáno přísnými emisními normami, které musí vozidla splňovat. Devízou válcových dynamometrů je dobrá opakovatelnost měření oproti zkouškám v provozu a poměrně jednoduchá příprava měření.

Tato práce se bude zabývat měřením výkonu právě na těchto zařízeních. Postupně zde popíše princip fungování měření výkonu, potřebná zařízení, výstupy těchto měření, jak se od sebe jednotlivé válcové dynamometry liší. V práci se také budu zabývat, jaký mají vliv pasivní ztráty vozidla, jak je určit a jak je lze na válcovém dynamometru napodobovat. Bude zde vytvořen přehled norem týkajících se měření výkonu. Také zde bude uvedeno, jak se vypořádáváme s vlivem atmosférických podmínek. Mým osobním cílem je, aby po přečtení této práce byl čtenář schopen orientovat se v problematice, chápal principy měření a mohl s tímto základním množstvím informací například sám začít se zkušebnictvím vozidel.

1 DYNAMOMETRY

Pro určování krouticího momentu a výkonu motoru se používají zařízení označované jako dynamometry nebo brzdy. Tyto stroje vytváří opačně orientovaný brzdňý moment, jehož velikost změříme, nebo už předem známe [2].

Za vynálezce dynamometru je považován William Froude, který zkonstruoval dynamometr určený k měření parního stroje lodí HMS Conquest. Jak lze vidět na dobové fotografii (Obr. 1), toto zařízení bylo připojeno k hřídeli lodního šroubu, tzn. ponořeno ve vodě, což bylo výhodné pro chlazení. Ovládání umístěné na zádi lodě skrze sérii převodů kuželovými ozubenými koly otvíralo a zavíralo propusti. Pomocí systému pák a pružinového siloměru umístěného na břehu bylo možné odečíst hodnotu krouticího momentu. Mechanismus zaznamenával otáčky parního stroje. Vše bylo připojeno k bubnu, na který byla zapisována závislost zátěže na rychlosti a plocha pod křivkou reprezentovala výkon [1].



Obr. 1 Froudeho dynamometr [8]

Při provozu dynamometrů rozlišujeme tzv. pracovní kvadranty (Obr. 2), ve kterých může daný dynamometr pracovat. Počet pracovních kvadrantů má zásadní vliv na volbu dynamometru pro danou zkoušku [4].

		krouticí moment		
	2		1	
	proti směru hod. ručiček brzdňý moment		ve směru hod. ručiček brzdňý moment	
				smysl otáčení
	proti směru hod. ručiček hnací moment		ve směru hod. ručiček hnací moment	
	3		4	

Obr. 2 Pracovní kvadranty dynamometru

Všechny dynamometry jsou schopny pracovat v 1. nebo 2. kvadrantu, tzn. jsou schopny vytvářet brzdňý moment alespoň v jednom směru rotace. Hydraulické dynamometry (kap. 1.1.3) bývají většinou zkonstruovány k provozu pouze v jednom směru rotace, provoz opačným směrem by ale neměl zapříčinit poškození. Výjimkou jsou diskové hydraulické dynamometry, které jsou vždy z principu jejich konstrukce schopny pracovat v 1. i 2. kvadrantu. Taktéž elektrické vířivé dynamometry (kap. 1.1.2) jsou schopny pracovat v 1. i 2.

kvadrantu. V poslední době se stále více využívá dynamometrů schopných pracovat ve všech 4 kvadrantech, protože jsou vhodné i pro zkoušení převodových ústrojí, dokáží nastartovat zkoušený motor a lze s nimi přesněji určit mechanické ztráty. Jakým způsobem jsou dané dynamometry schopny pracovat je shrnuto v Tab. 1 [4].

Tab. 1 Pracovní kvadranty jednotlivých konstrukčních provedení dynamometru [4]

Provedení dynamometru	Pracovní kvadranty
Třecí	1, 2
Elektromagnetické vířivé	1, 2
Hydraulické s konstantním plněním	1 nebo 2
Hydraulické s proměnným plněním	1 nebo 2
Hydraulické diskové	1, 2
Vzduchové	1, 2
Stejnoseměrné	1, 2, 3, 4
Asynchronní střídavé	1, 2, 3, 4
Synchronní střídavé s permanentním magnetem	1, 2, 3, 4

1.1 PASIVNÍ DYNAMOMETRY

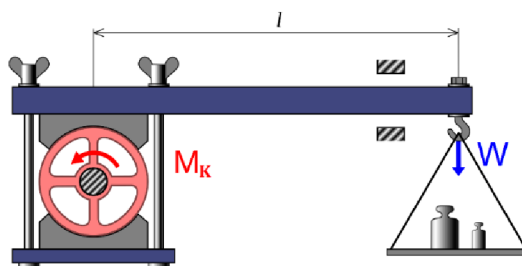
Tyto zařízení umožňují absorbovat energii a tím vytvářet brzdný moment. Jsou schopny pracovat v 1., 2., nebo v obou kvadrantech.

1.1.1 TŘECÍ DYNAMOMETRY

V historii se dále používaly třecí dynamometry Pronyho brzda a lanová brzda [1], [3]. Třecí dynamometry však nedosahují velké přesnosti, z důvodu proměnného součinitele tření v závislosti na teplotě, proto jsou již k měření nevhodné [10].

PRONYHO BRZDA

Pronyho brzda (Obr. 3) pojmenovaná po francouzském inženýrovi Gaspardu de Prony se skládá z páky s nastavitelnými čelistmi, které obepínají rotující hřídel, na druhé straně se nachází závaží a dorazy bránící přetočení [3].



Obr. 3 Schéma Pronyho brzdy [3]

Krouticí moment na hřídeli lze pak určit jako:

$$M_K = F_T \cdot \frac{d}{2} \quad (1)$$

kde

M_K [N·m] krouticí moment
 F_T [N] třecí síla
 d [m] průměr hřídele

Protože z momentové rovnováhy vyplývá:

$$W \cdot l = F_T \cdot \frac{d}{2} \quad (2)$$

kde

W [N] tíhová síla působící na závaží
 l [m] vzdálenost středu rotace hřídele od místa závěsu závaží
 F_T [N] třecí síla
 d [m] průměr hřídele

tedy:

$$M_K = W \cdot l \quad (3)$$

kde

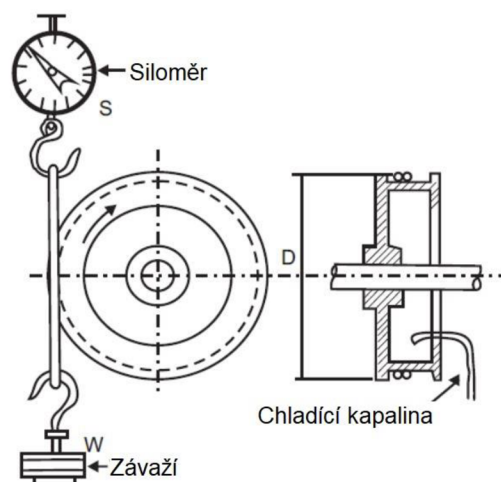
M_K [N·m] krouticí moment
 W [N] tíhová síla působící na závaží
 l [m] vzdálenost středu rotace hřídele a místa závěsu závaží

LANOVÁ BRZDA

Lanová brzda (Obr. 4) funguje na principu tření mezi lanem a rotujícím bubnem. Lano je obtočeno kolem bubnu, ke kterému je připojena hřídel. Na jednom konci lana je uchyceno závaží a na druhém konci je lano připevněno k siloměru. Buben je chlazen kapalinou [1]. Moment na hřídeli se určí ze vztahu [7]:

$$M_K = (W - S) \cdot \frac{D}{2} \quad (4)$$

M_K	[N·m]	kroucí moment
W	[N]	tíhová síla působící na závaží
S	[N]	síla působící na siloměr
D	[m]	průměr bubnu



Obr. 4 Schéma lanové brzdy [7]

V dnešní době se používají hlavně hydraulické a vířivé a elektrické dynamometry.

1.1.2 ELEKTROMAGNETICKÉ VÍŘIVÉ DYNAMOMETRY

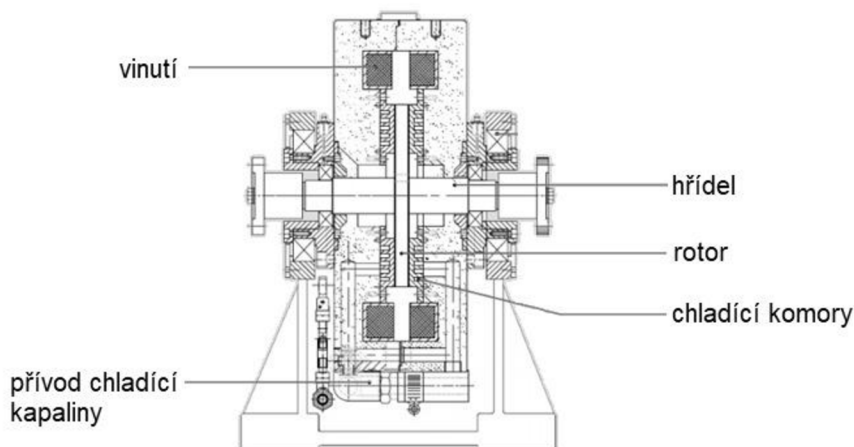
Zařízení funguje na principu elektromagnetické indukce. Dynamometr obsahuje ozubený rotor z materiálu s vysokou permeabilitou. Magnetické pole je tvořeno buďcím vinutím umístěným ve statoru, pohyb ozubeného rotoru pak způsobuje pulzování magnetického indukčního toku v místech chladících komor. Hodnota magnetického indukčního toku pulzuje s frekvencí otáčení zubů. Ve stěnách chladících komor se indukují vířivé proudy, které dle Lenzova zákona vytvářejí opačně orientované magnetické pole a brzdí rotor. Zmařená kinetická energie je odváděna ve formě tepla prostřednictvím vody, která cirkuluje skrze chladící komory. Malá část chlazení je realizována radiálním proudem vzduchu v mezeře mezi rotorem a státorem [2][4].

Existuje několik druhů vířivých dynamometrů. Dle výplně prostoru mezi rotorem a státorem se dělí na typ se vzduchovou výplní (tzv. dry gap) a s vodní výplní (tzv. wet gap). Dle konstrukce rotoru se dělí na ty s diskovým rotorem a ty s bubnovým rotorem [4].

Typ wet gap se moc nevyužívá, přestože je zde výhodnější systém chlazení, má velkou řadu nevýhod. Pokud je zařízení v klidu je velmi náchylné ke korozi, má větší setrvačnost a dále má větší minimální moment kvůli odporu vody [4].

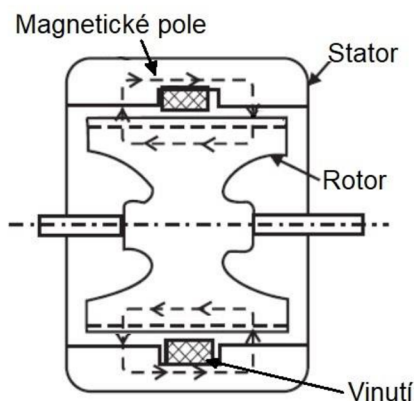
Konstrukce rotoru v podobě jednoho či více disků (Obr. 5) je výhodná kvůli menšímu momentu setrvačnosti. Tato varianta je velice rozšířená. Bohužel jsou dynamometry s touto konstrukcí

velice citlivé na správnou provozní teplotu, a tím i na regulaci proudu vody skrze chladicí komory statoru. Kdyby došlo k přehřátí, stěny komor by se vlivem tepla začaly roztahovat, vůle mezi státorem a rotorem by nebyla dostatečná a způsobila by fatální poškození dynamometru. Proto musí být vybaveny zařízením na sledování proudění chladicí kapaliny, přičemž tlakové snímače by neměly být používány v uzavřených chladicích okruzích, protože je zde možné naměřit tlak, aniž by zde proudila kapalina [4].



Obr. 5 Schéma viřivého dynamometru s diskovým rotorem [9]

Zařízení s bubnovým rotorem (Obr. 6) mívají větší moment setrvačnosti než alternativy s diskovým rotorem. Avšak nebývají tolik náročné na regulaci chlazení [4].



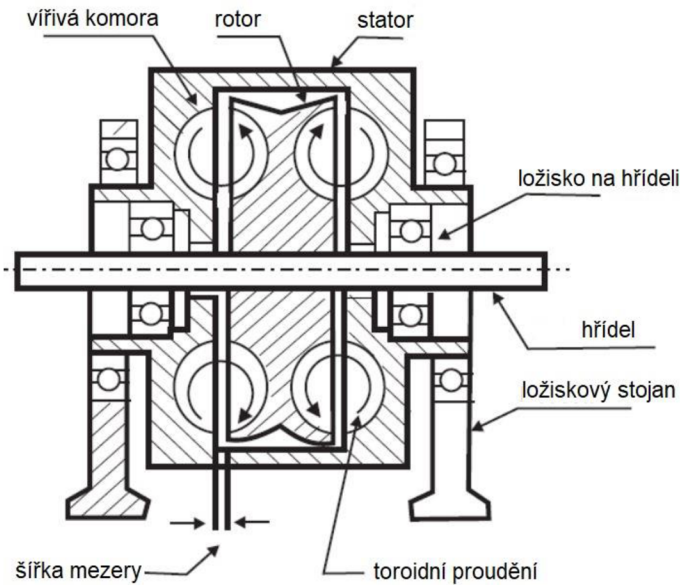
Obr. 6 Schéma viřivého dynamometru s bubnovým rotorem [7]

Regulování zátěže funguje na velice jednoduchém principu a také se velice dobře automatizuje. Ovládá se pomocí změny proudu dodávaného do budícího vinutí, proto je zde snadné velmi rychle měnit zátěž. Viřivé dynamometry jsou rovněž schopné vytvořit vysoký brzdný moment i při docela nízkých otáčkách [2][4].

1.1.3 HYDRAULICKÉ DYNAMOMETRY

Tyto dynamometry vytvářejí brzdný moment za pomoci odporu kapaliny, která proudí mezi rotorem a státorem. Jak lze vidět na Obr. 7, ve statoru a rotoru se nacházejí komory vytvořené pod určitým úhlem k ose rotace rotoru. Při otáčení rotoru zde kvůli tvaru komor vzniká

turbulentní toroidní proudění, které umožňuje přenos momentu z rotoru na stator, ten pak působí opačně orientovaným momentem síly, než je na něj přenášén. Kapalína zde nejen vytváří zátěž, ale zároveň slouží i k odvodu tepla ze zařízení. Předností je, že absorbovaná energie nemá za následek téměř žádné mechanické opotřebení povrchu [2], [4].



Obr. 7 Schéma hydraulického dynamometru [7]

Podle ovládání odporu kapaliny rozlišujeme 2 typy provedení stroje, konkrétně s konstantním a proměnným plněním kapalinou [4].

HYDRAULICKÉ DYNAMOMETRY S KONSTANTNÍM PLNĚNÍM

U typu s konstantním plněním je zátěžný moment regulován pomocí otevírání a zavírání tenkých propouštěcích klapek mezi rotorem a stator, které takto určují, jak moc silné vírové prstence vzniknou. Jak již z názvu plyne průtok kapaliny skrze dynamometr je neměnný. Toto konstrukční řešení využívá již výše zmíněný Froudeho dynamometr [4].

HYDRAULICKÉ DYNAMOMETRY S PROMĚNNÝM PLNĚNÍM

Typ s proměnným plněním je charakteristický regulací momentu pomocí změny průtoku kapaliny skrze dynamometr. Toto je nejčastěji realizováno ventilem umístěným na výstupním potrubí ze statoru. Je zde zapotřebí docela složitý regulační systém pro ovládání ventilu. Konkrétní provedení regulačního ventilu závisí na typu zatížení a potřebné rychlosti změny zátěžného momentu. Výhodou tohoto řešení je možnost rychleji měnit zátěžný moment než u typu s konstantním plněním. Pro co nejrychlejší změny momentu je nezbytné mít v krátkém čase k dispozici dostatečné množství kapaliny a mít regulační ventil jak na vstupním potrubí do dynamometru, tak na výstupním potrubí [4].

Typ s proměnným plněním existuje také ve variantě „bolt-on“, která se šroubuje přímo k motoru, v některých případech i bez nutnosti demontáže motoru z automobilu, nebo k podvozku vozidla. V tomto případě je ventil k regulaci průtoku umístěn většinou vstupu do dynamometru a výstup se reguluje škrcením. Tato varianta slouží k rychlému mobilnímu použití a je schopna měřit výkon až 1000 kW. Samozřejmě kvůli své zjednodušené konstrukci se nedokáže vyrovnat konvenční variantě [4].

HYDRAULICKÉ DISKOVÉ DYNAMOMETRY

Odlišný typ z hlediska vzniku brzdného momentu oproti ostatním hydraulickým dynamometrům je diskový dynamometr. Tento typ je využíván jen zřídka. Obsahuje rotor složený z jednoho či více kotoučů (disků), které zapadají do statoru s velmi malou vůlí. Proto na kapalinu působí velké smykové napětí a vzniká tak moment brzdící rotor. Ovládání zátěže funguje stejně jako u typu s proměnným plněním. Diskové dynamometry mohou být zkonstruovány pro provoz ve velmi vysokých otáčkách, toto je výhodné při měření výkonu spalovacích turbín [4].

1.1.4 VZDUŠNÉ DYNAMOMETRY

Skládají se z radiálně nastavitelných lopatek vytvářejících při svém rotačním pohybu odpor. Takto vzniklý kroutící moment lze přibližně určit výpočtem. Tyto zařízení jsou již velmi zastaralé, zachovaly se pouze tam, kde nejsou vysoké požadavky na přesnost měření. Další nevýhodou je vysoký hluk. Využití stále mají např. při testování motorů vrtulníků [4].

1.2 AKTIVNÍ DYNAMOMETRY

Aktivní dynamometry jsou takové, které umožňují působit momentem v obou směrech, tedy jsou schopny pracovat ve všech 4 kvadrantech. Jedná se nejčastěji o elektrické stroje pracující v režimech motor-generátor.

1.2.1 STEJNOSMĚRNÉ DYNAMOMETRY

Stejnoseměrné dynamometry obsahují stejnosměrný motor generátor. Regulace je zajišťována tyristorovým měničem. Jedná se tedy o robustní zařízení s jednoduchou regulací. Bohužel jsou limitovány maximální rychlostí a velkou setrvačností, ta může způsobovat vibrace a také omezuje rychlost změny otáček. Další nevýhodou je častější údržba než u asynchronních střídavých zařízení s klecovým rotorem, kvůli přítomnosti komutátoru [4].

1.2.2 ASYNCHRONNÍ STŘÍDAVÉ DYNAMOMETRY

Základ asynchronních dynamometrů tvoří asynchronní motor s klecovým rotorem (kotvou na krátko). Regulace je zde prováděna změnou frekvence napájecího napětí pomocí frekvenčního měniče. Moderní regulátory využívají bipolární tranzistor s izolovaným hradlem (IGBT), který je schopen spínat velký rozsah výkonů a vysokou frekvenci. V minulosti se IGBT tranzistory používaly méně kvůli své vysoké ceně a nízké spolehlivosti. Klecový rotor má menší moment setrvačnosti než rotor stejnosměrného stroje stejného výkonu. Největší výhodou tohoto typu je, že potřebuje pouze velmi malou údržbu [4].

1.2.3 SYNCHRONNÍ DYNAMOMETRY S PERMANENTNÍMI MAGNETY

Synchronní dynamometry používají stejnou regulaci jako asynchronní jednotky. Oproti nim mají ovšem podstatně nižší moment setrvačnosti, což umožňuje testy s větší dynamikou. Jedná se tedy o zatím poslední krok ve vývoji dynamometrů [4].

VLIV FREKVENČNÍHO MĚNIČE NA OPOTŘEBENÍ LOŽISEK

Při konstrukci strojů regulovaných pomocí frekvenčního měniče je potřeba pracovat se vznikem tzv. hřidelového napětí a tzv. ložiskových proudů, které mají zásadní vliv na opotřebení ložisek stroje. Při trvalém průchodu proudu skrze ložisko vznikají, na stykových místech malé plošky. V případě výbojů mezi kuličkami a kroužky ložiska dochází k elektroerozivnímu poškození a znehodnocování maziva. Ložisko se poškozuje i elektrolyticky pomocí elektrochemických dějů

při průchodu elektrického proudu [6]. Především tomuto jevu lze několika způsoby, především použitím izolovaných ložisek s vysokou impedancí či ložisek s keramickými valivými elementy. Existují však i jiné řešení jako např. uzemnění hřídele pomocí kartáče, použití filtrů na vstupu i výstupu z měniče [5].

1.2.4 HYDROSTATICKÉ DYNAMOMETRY

Hydrostatické dynamometry se používají zřídka. Skládají se v podstatě z kombinace čerpadel/motorů s pevným a proměnným zdvihem. Z toho vyplývá, že jsou schopny energii motoru v průběhu testu také dodávat. Velkou jejich výhodou je to, že jsou schopny působit maximálním brzdícím momentem až do nulové rychlosti, což není schopno žádné jiné zařízení, které nepoužívá k vytváření brzdícího momentu elektrickou energii [4].

1.3 VÝBĚR DYNAMOMETRU

Při výběru dynamometru musíme předem vědět, k jakým účelům jej budeme používat a co od něj očekáváme. Každé provedení dynamometru má své klady i zápory, ty jsou shrnuty v Tab. 2. Liší se z hlediska pracovních otáček, zátěžného momentu, zástavbových rozměrů, přesnosti, nároků na doplňkové zařízení i ceny.

Tab. 2 Výhody a nevýhody jednotlivých typů dynamometrů [4]

Provedení dynamometru	Výhody	Nevýhody
Třecí	Vhodný pro velice vysoké krouticí momenty v nízkých otáčkách	Omezený rozsah rychlostí
Elektromagnetické vířivé	Malý moment setrvačnosti (diskový rotor); konstrukčně jednoduchý; lehce přizpůsobitelný pro řízení počítačem	Není vhodný pro opakované rychlé změny výkonu (tepelné cyklování); náchylný na poškození spjaté se špatným chlazením
Hydraulické s konstantním plněním	Robustní; levný	Zastaralý; pomalá odezva na změnu zatížení; obtížně automatizovatelný z původně mechanického ovládání
Hydraulické s proměnným plněním	Robustní – schopný snést přetížení; možné automatizované řízení zátěže ve středních rychlostech	může degradovat vlivem koroze nebo kavitace; potřebujeme otevřený hydraulický systém
Hydraulické „bolt-on“	Levná a jednoduchá montáž; vhodný až do 1000kW	Menší přesnost než u konvenční varianty
Hydraulické diskové	Vhodný pro vysoké rychlosti	Horší fungování v nízkých otáčkách

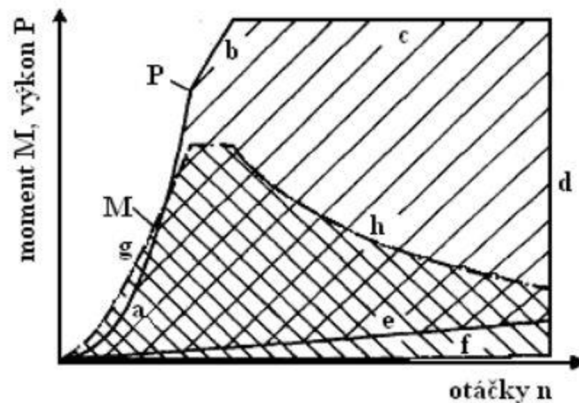
Vzdušné	Potřeba málo přídavných zařízení; levný	Hlučný; omezená přesnost řízení
Stejnoseměrné	Vyspělá technologie; pracuje ve všech 4 kvadrantech	Vysoký moment setrvačnosti; komutátor přináší riziko požáru a častější údržbu
Asynchronní střídavé	Nižší moment setrvačnosti než stejnosměrný; pracuje ve všech 4 kvadrantech	Drahý; velká rozváděcí skříň pohonu
Synchronní střídavé s permanentním magnetem	Velmi nízký moment setrvačnosti; pracuje ve všech 4 kvadrantech; malé zástavbové rozměry	Drahý; velká rozváděcí skříň pohonu
Hydrostatické	Pracuje ve všech 4 kvadrantech	Drahý; hlučný; systém obsahuje velký objem oleje vysokého tlaku; mechanicky složitý

1.4 BRZDNÁ POLE

Zásadní vliv na použitelnost dynamometru na konkrétní má také jeho brzdné pole. Je to graficky znázorněna závislost výkonu a kroutícího momentu na otáčkách. Určuje rozsah, ve kterém je dynamometr schopen měřit. Při konkrétní aplikaci pak musíme vybrat takový dynamometr, uvnitř jehož brzdného pole se nachází charakteristika testovaného motoru. Dále budou nastíněny podoby brzdných polí nejpoužívanějších dynamometrů a v nich naznačeny způsoby regulace [2], [30].

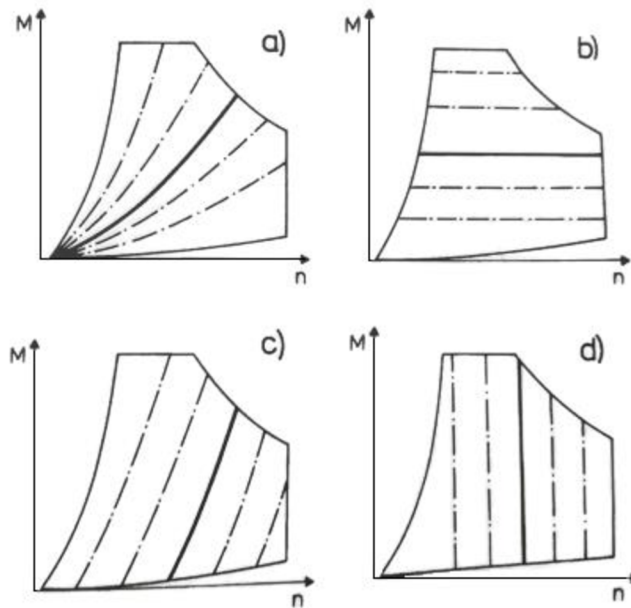
1.4.1 BRZDNÉ POLE HYDRAULICKÉHO DYNAMOMETRU

Brzdné pole hydraulické brzdy s variabilním plněním je znázorněno na Obr. 8, každá z křivek $a - h$ ohraničující oblast má své teoretické opodstatnění vycházející především z vlastností proudění kapaliny a konstrukce dynamometru. Křivka a je dána množstvím kapaliny, kterou jsou komory dynamometru pojmout její tvar je dán kubickou závislostí mezi momentem a otáčkami. Křivka b představuje maximální brzdny moment dosažitelný dynamometrem, ten je závislý na maximálním přípustném zatížení hřídele, či na maximálním přípustném tlaku kapaliny v systému. Omezení maximálního výkonu přímkou c se odvíjí od chladících schopností dynamometru. Příмка d představuje maximální rychlost dynamometru, která záleží na typu použitých ložisek a kritické rychlosti systému. Křivka e symbolizuje minimální výkon, který je schopen dynamometr absorbovat, křivka f má stejný význam ovšem pro dynamometr, který není naplněn kapalinou. Křivky g a h ohraničují oblast kroutícího momentu. Křivka g znázorňuje pro kroutící moment to samé jako křivka a u výkonu. Křivka h stanovuje maximální brzdny moment v závislosti na rychlosti otáčení a má tedy stejný význam jako výkonové křivky b a c [2], [30].



Obr. 8 Brzdné pole hydraulického dynamometru [2]

Způsob regulace brzdného momentu hydraulického dynamometru v jeho brzdném poli je vyznačen na Obr. 9. Je z něj patrné, že pokud zvolíme pouze hydraulickou regulaci omezíme se jen na možnost *a*), zkoušku za konstantních otáček nebo s konstantním zatížením takto nelze provést. S využitím elektrické regulace se nám povede dosáhnout dalších průběhů brzdného momentu při zkoušce, tedy i možností *b*), *c*), *d*) [2].

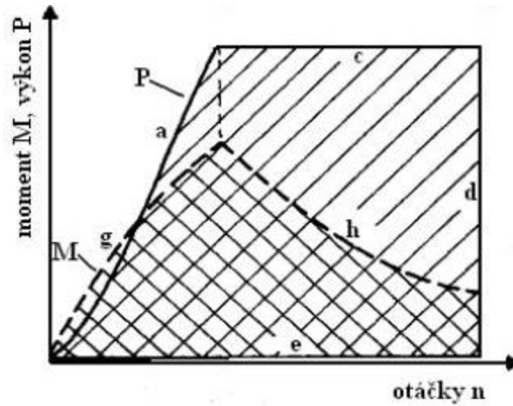


Obr. 9 Způsoby ovládání hydraulického dynamometru [2]; a) hydraulické ovládání – kvadratická charakteristika; b) elektrické ovládání – konstantní moment; b) elektrické ovládání – strmá charakteristika; c) elektrické ovládání – konstantní otáčky

1.4.2 BRZDNÉ POLE ELEKTROMAGNETICKÉHO VÍŘIVÉHO DYNAMOMETRU

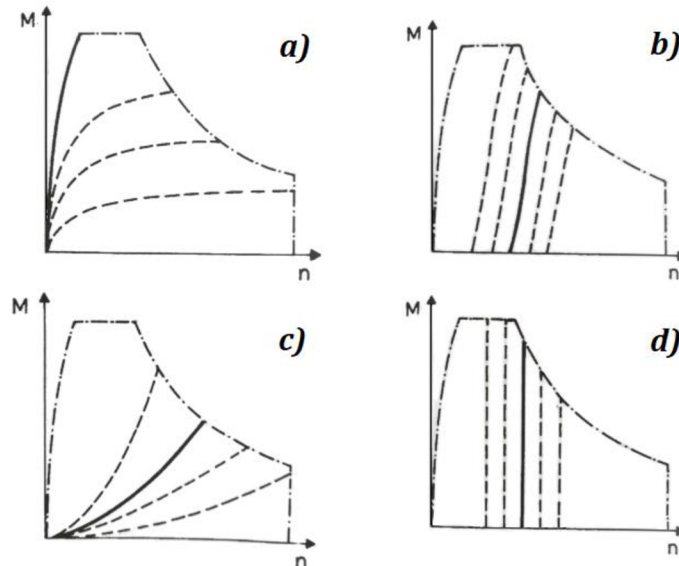
Brzdné pole elektromagnetického vířivého dynamometru je znázorněno na Obr. 10, podobně jako u hydraulického dynamometru je i toto brzdné pole ohraničeno křivkami, které mají své opodstatnění. Výrazněji se zde oproti předchozímu brzdnému poli (Obr. 8) liší křivka *a* a *g*. To je způsobeno tím, že je zde brzdý moment vytvářen elektromagnetickými vířivými proudy. Křivka *a* (a jí odpovídající křivka *g*) závisí na velikosti proudu protékající vinutí, geometrii

rotoru a rychlosti rotoru (s touto roste i frekvence změn magnetického pole). Křivka *c* zde opět představuje maximální možný výkon dynamometru, který je hlavně dán kapacitou chlazení a maximálním proudem, který může protékat vinutím. Křivka *d* zde reprezentuje maximální přípustné otáčky. Křivka *e* symbolizuje minimální výkon, který je dynamometr schopen absorbovat při daných otáčkách. Výkonové křivce *c* zde opět odpovídá momentová křivka *h*. Nutno podotknout, že vířivý dynamometr má větší rozsah otáček než hydraulický [2], [30].



Obr. 10 Brzdné pole elektromagnetického vířivého dynamometru [2]

Základní způsoby regulace elektromagnetického vířivého dynamometru znázorňuje Obr. 11, je z něj patrné, že s volbou vířivého dynamometru máme více možností průběhů brzdného momentu, než kdybychom zvolili hydraulický dynamometr.

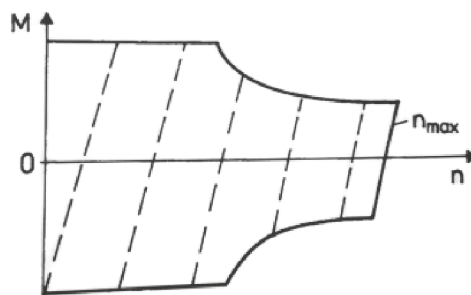


Obr. 11 Způsoby ovládní elektromagnetického vířivého dynamometru [2]; a) regulace velikosti proudu; b) regulace dle strmé charakteristiky; c) regulace podle přibližně kvadratické charakteristiky; d) regulace na konstantní otáčky; (regulace na konstantní moment není znázorněna)

1.4.3 BRZDNÉ POLE STEJNOSMĚRNÉHO DYNAMOMETRU

Brzdné pole stejnosměrného dynamometru je znázorněno na Obr. 12. Můžeme vidět, že v první polovině rozsahu otáček moment zůstává konstantní, stroj je ovládán změnou napětí na kotvě a výkon roste lineárně s otáčkami. V druhé části otáčkového rozsahu se výkon ustálí na

konstantní hodnotě a velikost momentu začne klesat nepřímo úměrně s otáčkami, zde jsou otáčky regulovány změnou budícího proudu. Pokud snížíme velikost budícího proudu otáčky porostou. Základní schopností a výhodnou stejnosměrného dynamometru je vytvářet i hnací moment, proto je jeho brzdné pole přibližně symetrické podle vodorovné osy [2].



Obr. 12 Brzdné pole stejnosměrného dynamometru [2]

2 MĚŘENÍ VÝKONU

2.1 DŮLEŽITÉ VELIČINY

Výkon motoru je jedním z nejdůležitějších parametrů motoru, v praxi se ale rozlišují jeho druhy, které určují, na jaké části motoru nebo vozidla byl zjištěn. K výkonu se přes otáčky přímo pojí kroutící moment motoru. Mezi další velice významné parametry motoru patří jeho účinnost, střední tlak a měrná spotřeba paliva, tyto veličiny jsou zde zmíněny zejména proto, že jsou součástí charakteristik motoru. Výkon je definovaný jako práce vykonaná za určitý čas, tedy platí [34]:

$$P = \frac{A}{\tau} = \frac{F \cdot s}{\tau} = F \cdot v \quad (5)$$

kde

P	[W]	výkon
A	[J]	práce
τ	[s]	čas
F	[N]	síla
s	[m]	dráha
v	[m·s ⁻¹]	rychlost

Indikovaný výkon je výkon získaný z indikátorového diagramu spalovacího motoru a představuje výkon pracovních cyklů uvnitř válce [35]. Je možno jej určit ze vztahu [34]:

$$P_i = p_i \cdot i \cdot V_s \cdot \frac{n}{k \cdot 60} \quad (6)$$

kde

P_i	[W]	indikovaný výkon
p_i	[Pa]	střední indikovaný tlak
i	[-]	počet válců motoru
V_s	[m ³]	zdvihový objem
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
k	[-]	počet otáček trvání jednoho cyklu

Efektivní výkon (též užitečný výkon) je výkon, který je k dispozici na výstupním konci klikového hřídele motoru [20], [35]. Je možno jej určit ze vztahu [34]:

$$P_e = p_e \cdot i \cdot V_s \cdot \frac{n}{k} \quad (7)$$

kde

P_e	[W]	efektivní výkon
p_e	[Pa]	střední efektivní tlak
i	[-]	počet válců motoru
V_s	[m ³]	zdvihový objem
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
k	[-]	počet otáček trvání jednoho cyklu

Indikovaná účinnost motoru nám popisuje, jak velká část energie dodané v palivu se přemění na práci v indikátorovém diagramu [34][35].

Mechanická účinnost motoru je podílem efektivního a indikovaného výkonu, z toho plyne, že efektivní výkon získáme z indikovaného po odečtení mechanických ztrát motoru [34]:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (8)$$

kde

η_m	[-]	mechanická účinnost
P_i	[kW]	indikovaný výkon
P_e	[kW]	efektivní výkon

Součin indikované a mechanické účinnosti nám určuje celkovou účinnost motoru [34]:

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_i \quad (9)$$

kde

η_c	[-]	celková účinnost
η_m	[-]	mechanická účinnost
η_i	[-]	indikovaná účinnost

Střední efektivní tlak přísluší myšlenkovému pracovnímu cyklu, během kterého je tlak konstantní a jeho práce odpovídá skutečné práci na klikovém hřídeli za jeden skutečný cyklus. Podobně definovaný střední indikovaný tlak je tlak myšlenkového pracovního cyklu, v jehož průběhu se tlak nemění a jeho práce odpovídá práci skutečného pracovního cyklu s proměnným tlakem [34].

Měrná spotřeba paliva je veličina udávající poměr hmotnostní spotřeby paliva a vykonané práce. Většinou se setkáváme s měrnou efektivní spotřebou paliva započítávající efektivní práci vystupující z motoru [35]:

$$m_{pe} = \frac{M_{ph}}{P_e} \cdot 1000 = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_c} \quad (10)$$

kde

m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	měrná efektivní spotřeba paliva
M_{ph}	[kg·h ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva
P_e	[kW]	efektivní výkon
H_u	[MJ·kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
η_c	[-]	celková účinnost

Obdobně také definujeme měrnou indikovanou spotřebu paliva pomocí indikovaného výkonu [35]:

$$m_{pi} = \frac{M_{ph}}{P_i} \cdot 1000 = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (11)$$

kde

m_{pi}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	měrná indikovaná spotřeba paliva
M_{ph}	[kg·h ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva
P_i	[kW]	indikovaný výkon
H_u	[MJ·kg ⁻¹]	výhřevnost paliva
η_i	[-]	indikovaná účinnost

2.2 PRINCIP MĚŘENÍ VÝKONU

Výkon motoru se zjišťuje z rotačního pohybu, nelze však přímo měřit. Měří se krouticí moment a otáčky, výkon pak dostaneme ze vztahu [2]:

$$P = M_K \cdot \omega \quad (12)$$

kde

P	[W]	výkon
M_K	[N·m]	krouticí moment
ω	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost

pro zkoušení motorů je vhodnější takto upravený vztah [1]:

$$P = M_K \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \quad (13)$$

kde

P	[W]	výkon
M_K	[N·m]	krouticí moment
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru

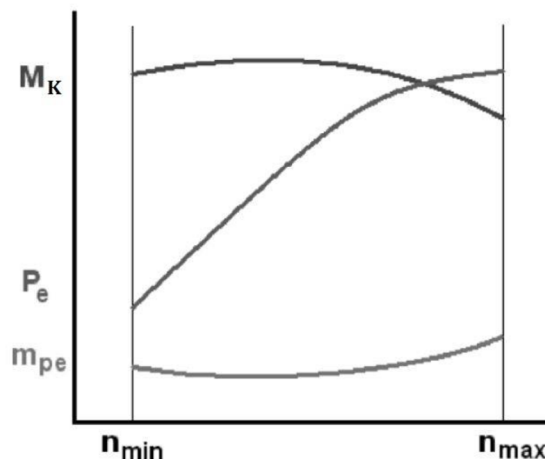
Krouticí moment se měří většinou deformačními členy. Měřicí člen, hřídel kruhového průřezu, je namáhán krutem. Namáhání vyvolává deformaci, která se měří pomocí tenzometrů nebo snímačů výchylky. V některých případech se využívá změny magnetických vlastností deformačního členu. V případě kyvného uložení dynamometru, stroje pro vytváření brzdného momentu, se měří síla působící na kolmém rameni (známé velikosti). Vyhodnocení naměřených dat obvykle probíhá pomocí počítače [2].

2.3 VÝKONOVÉ CHARAKTERISTIKY

2.3.1 VNĚJŠÍ OTÁČKOVÁ CHARAKTERISTIKA

Vnější otáčková charakteristika je závislost efektivního výkonu a krouticího momentu případně ještě i měrné efektivní spotřeby na otáčkách motoru. Již podle názvu nezávislou proměnnou jsou zde otáčky motoru. Tato charakteristika je měřena při plném zatížení motoru (při plném

sešlápnutí plynového pedálu) v celém spektru otáček motoru, kdy n_{\min} jsou nejnižší otáčky, pro které je motor schopen zvládnout plné zatížení a n_{\max} jsou maximální otáčky motoru, které v provozu nesmí být překročeny. Na Obr. 13 můžeme vidět průběhy krouticího momentu, výkonu a měrné spotřeby paliva [15].



Obr. 13 Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru [15]

Na základě vnější otáčkové charakteristiky, lze určit bezrozměrná veličina pružnost motoru, která hodnotí chování motoru při změně zatížení. Vnější otáčková charakteristika má 4 významné body pro určování pružnosti motoru [14]:

- $n_{P_{\max}}$ [min^{-1}] otáčky motoru při maximálním výkonu
- $n_{M_{\max}}$ [min^{-1}] otáčky motoru při maximálním krouticím momentu
- $M_{P_{\max}}$ [$\text{N}\cdot\text{m}$] krouticí moment motoru při maximálním výkonu
- M_{\max} [$\text{N}\cdot\text{m}$] maximální krouticí moment

Pružnost motoru je definovaná třemi způsoby:

Momentová pružnost [14]:

$$e_M = \frac{M_{\max}}{M_{P_{\max}}} \quad (14)$$

kde

e_M [-] momentová pružnost
 $M_{P_{\max}}$ [$\text{N}\cdot\text{m}$] krouticí moment motoru při maximálním výkonu
 M_{\max} [$\text{N}\cdot\text{m}$] maximální krouticí moment

Otáčková pružnost [14]:

$$e_n = \frac{n_{P_{\max}}}{n_{M_{\max}}} \quad (15)$$

kde

e_n [-] otáčková pružnost

n_{Pmax} [min ⁻¹]	otáčky motoru při maximálním výkonu
n_{Mmax} [min ⁻¹]	otáčky motoru při maximálním krouticím momentu

Celková pružnost [14]:

$$e_c = e_M \cdot e_n \quad (16)$$

kde

e_c [-]	celková pružnost
e_M [-]	momentová pružnost
e_n [-]	otáčková pružnost

2.3.2 ZATĚŽOVACÍ CHARAKTERISTIKA

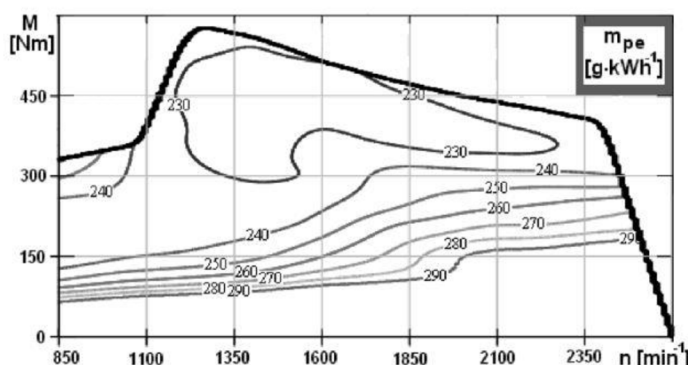
Zatěžovací charakteristika je závislost sledovaných parametrů jako měrná efektivní spotřeba paliva, teplota výfukových plynů, složení emisí a zatížení motoru. Nezávislou proměnnou, která určuje míru zatížení motoru, je v tomto případě střední efektivní tlak, krouticí moment nebo výkon motoru [15].

2.3.3 ÚPLNÁ (CELKOVÁ) CHARAKTERISTIKA

Je to soubor křivek založený na třidimenzionální závislosti, tato závislost je přenesena do rovinného grafu pomocí křivek konstantních hodnot, které vznikly jako průsečík plochy trojrozměrného grafu v jednotlivých výškách od roviny definované osami úplné charakteristiky. Vodorovná osa znázorňuje otáčky motoru, svislá pak zatížení v podobě krouticího momentu nebo středního efektivního tlaku. Charakteristika vznikne složením výsledků zkoušek při různém zatížení (např. 20%, 40%, 60%, 80%, 100%), to je definováno mírou otevření škrtkové klapky (u zážehových motorů), regulací přísunu paliva (u vznětových motorů) nebo mírou stlačení plynového pedálu[20]. Křivky konstantních hodnot představují hodnoty různých veličin [15]:

- měrné efektivní spotřeby paliva
- výkonu
- teploty výfukových plynů
- kouřivosti
- konstantní cyklové dávky paliva (u naftových motorů)

Kvůli přehlednosti se většinou uvádí pouze měrná efektivní spotřeba paliva, jak můžeme vidět na Obr. 14 [23].



Obr. 14 Úplná charakteristika motoru Avia D432.100 [15]

2.4 METODY MĚŘENÍ VÝKONU

2.4.1 MOTOROVÉ ZKUŠEBNY

Při měření výkonu v motorových zkušebnách, jak lze vidět na Obr. 15, je motor přímo připojen k dynamometru hřídelovou spojkou. Tato metoda je velice přesná, protože se zde např. nemusí dopočítávat ztráty v pohonném ústrojí vozidla a měří se přímo efektivní výkon motoru. Měření tímto způsobem ale má svá úskalí. Je potřeba motor demontovat z vozidla a dobře jej k dynamometru ustavit, to je časově náročné a pracné. Další problém může představovat samotné nastartování motoru. Řídící jednotky moderních vozidel neumožňují nastartovat pokud např. nemají signál pocházející od zapojení airbagů, sešlápnutí spojkového pedálu nebo dalších systémů umístěných ve vozidle. Tyto skutečnosti značně prodlužují přípravu testu. Může se stát, že pouhé spuštění motoru vyjmutého z vozidla se bez pomoci výrobce stane téměř nemožným úkolem [20][21].



Obr. 15 Motorová zkušebna firmy Horiba Mira [31]

2.4.2 VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY

Válcové zkušebny umožňují měřit výkon motoru zabudovaného ve vozidle, vozidlo se umístí hnanou nápravou na válec nebo válce spojené s dynamometrem a zajistí se proti pohybu upnutím. Příprava měření proto není tak náročná jako v případě zkoušení motorovým dynamometrem. Komplikace plynou ale z prokluzu a deformace pneumatik a nutnosti

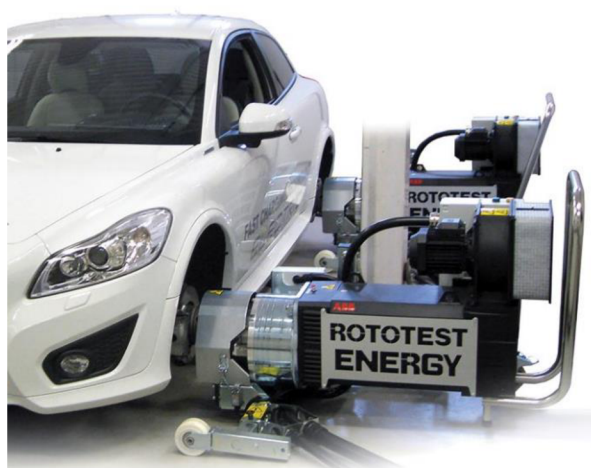
dopočítávání mechanických ztrát. Na Obr. 16 lze vidět měření výkonu na válcovém dynamometru v laboratoři Fakulty strojního inženýrství VUT [2], [15], [20].



Obr. 16 Měření výkonu závodního vozidla na válcovém dynamometru

2.4.3 DYNAMOMETRICKÉ NÁBOJOVÉ ZAŘÍZENÍ

Zajímavou leč poměrně drahou alternativou stojící na pomezí válcových zkušeben a motorových zkušeben jsou dynamometrické podvozkové zařízení Rototest (Obr. 17). Na tomto typu zařízení je motor umístěn ve vozidle, což sebou přináší hlavní výhody válcové zkušebny, ale dynamometr je umístěn na vozíku a připojený přímo k náboji kol hnané nápravy, tedy problematický kontakt pneumatika-válec zde není. Stroje jsou schopny pracovat ve všech 4 kvadrantech a pomocí elektronického systému simulovat setrvačnost vozidla. Vyrábějí se ve dvou variantách 2WD pro jednu nápravu a 4WD pro 2 nápravy automobilu. Jejich největší výhodou se ale projevuje při zkoušení podvozkových systémů, kdy lze měnit zatížení na jednotlivých kolech a zároveň lze měnit v průběhu testu úhel zatočení kol přední nápravy. Podobné nábojové dynamometry vyrábějí také firmy Mainline a Dynapack [12], [13].



Obr. 17 Systém Rototest Energy [12]

2.4.4 JÍZDNÍ ZKOUŠKA S DYNAMOMETRICKÝM PŘÍVĚSEM

V tomto případě se výkon motoru zjišťuje jízdou vozidla po vozovce. Za vozidlo je připojen dynamometrický přívěs, pomocí kterého určíme hnací sílu vozidla. Vozidlo musí mít správně

nahuštěné pneumatiky a pohybovat se po rovné a pevné vozovce. Hlavní nevýhodnou této zkoušky je fakt, že ideální teplotu, barometrický tlak, vlhkost vzduchu a bezvětrí nemůžeme vždy zaručit. Možná i právě z těchto důvodů není tato zkouška ukotvena v žádné legislativě [20].

2.5 PODMÍNKY MĚŘENÍ VÝKONU

V České republice platná norma ČSN 30 2008 definuje podmínky pro měření výkonu motoru. Tyto podmínky jsou stanoveny tak, aby daný spalovací motor plnil řádně svou funkci a naměřené veličiny měly vypovídající hodnotu. Podobně definují podmínky průběhu platného testu normy SAE a ISO. Podmínky měření dle ČSN zní takto [26]:

1. Motor musí odpovídat technické dokumentaci výrobce.
2. Motor musí být správně zaběhnut podle toho, jak udává výrobce.
3. Teplota a tlak nasávaného okolního vzduchu má být co nejbližší referenčním podmínkám, aby byl korekční součinitel co nejmenší. Zkouška může být provedena v místnosti s jednotkou pro úpravu vzduchu.
4. Teplota paliva, které vstupuje do karburátoru nebo vstřikovacího čerpadla musí být v rozmezí udávaném výrobcem
5. Zkouška musí být provedena s palivem a olejem předepsaným výrobcem
6. Teplota chladicí kapaliny a teplota oleje musí být udržována v rozmezí, které stanovuje výrobce. Pokud není stanoveno rozmezí musí se udržovat teplota chladicí kapaliny mezi 75 °C – 85 °C a teplota oleje mezi 80 °C – 100 °C.
7. Při měření vzduchem chlazeného motoru teplota okolního vzduchu musí být v rozmezí, které udává výrobce. Pokud jej neudává nesmí teplota okolního vzduchu být větší než 40 °C. Teplota motoru musí být v rozmezí mezi maximální hodnotou stanovenou výrobcem a hodnotou menší o 20 °C.
8. Teplota výfukových plynů nesmí být větší než hodnota předepsaná výrobcem
9. K dodržení teplot se může použít externí chladicí soustava
10. Počet otáčkových hladin musí být dostatečný k sestrojení charakteristiky úplného tvaru v celém rozsahu otáček
11. Ukazatelé motoru se mohou určit pouze, jsou-li otáčky, krouticí moment a teplota motoru přibližně stejné alespoň v průběhu 1 minuty. Přičemž otáčky mohou kolísat v rozsahu $\pm 1 \%$ nebo $\pm 10 \text{ min}^{-1}$ a uvažujeme největší hodnotu. Hodnota krouticího momentu, spotřeby paliva, a nasávaného vzduchu se musí měřit současně a platný je průměr 2 ustálených hodnot, které se liší maximálně o 2 %. Doba měření musí být nejméně 30 s (při automatickém ovládní otáček a spotřeby paliva) nebo 60 s (při ručním ovládní).

Norma také určuje přesnost jednotlivých měřících zařízení ve zkušebně. Přesnost daných měřidel je shrnuta v Tab. 3.

Tab. 3 Přesnost měřících zařízení na brzdovém stanovišti [26]

MĚŘENÍ HODNOT VELIČINY	MINIMÁLNÍ PŘESNOST
KROUTICÍ MOMENT	$\pm 0,5 \%$
OTÁČKY KLIKOVÉHO HŘÍDELE	$\pm 0,5 \%$

SPOTŘEBA PALIVA	$\pm 1 \%$
TEPLOTA NASÁVANÉHO VZDUCHU	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
TEPLOTA CHLADÍCÍ KAPALINY	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
TEPLOTA OLEJE	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
TEPLOTA PALIVA	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
TEPLOTA VÝFUKOVÝCH PLYNŮ	$\pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$
TEPLOTA PLYNU (U PLYNOVÝCH MOTORŮ)	$\pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$
BAROMETRICKÉHO TLAKU	$\pm 200 \text{ Pa}$
TLAKU OLEJE	$\pm 20 \text{ kPa}$
TLAKU VÝFUKOVÝCH PLYNŮ	$\pm 3 \%$
ÚHLU PŘEDSTIHU ZAPALOVÁNÍ NEBO VSTŘIKU	$\pm 1 \text{ }^\circ$ otočení klikového hřídele
PODTLAKU V SÁNÍ NEBO PLNÍČÍHO TLAKU	$\pm 50 \text{ Pa}$

3 VÁLCOVÉ DYNAMOMETRY

Testování vozidla na válcovém dynamometru je výhodné. Ten nemusí sloužit pouze k měření výkonu motoru. Lze na něm simulovat vlivy působící na vozidlo během jízdy a provádět tak velkou řadu testů. A to jak testy pro vývojové účely, tak pro účely legislativní. Válcový dynamometr používáme kromě měření výkonu pro tyto účely [2]:

- Zjištění tažné síly
- Simulace jízdy a diagnostika závad
- Měření akcelerace
- Měření emisí
- Měření spotřeby paliva
- Kontrola tachometru a jeho kalibrace
- Kontrola tempomatu

3.1 HISTORICKÝ VÝVOJ

Ještě před rozšířením válcových dynamometrů pro zkoušení silničních vozidel, byly využity ve zkušebnictví drážních vozidel. První nápad zkoušet výkon vozidla v klidu se objevil u inženýrů navrhujících parní lokomotivy ve Velké Británii. Lokomotivy byly testovány na velkých elektromagnetických vířivých dynamometrech. Síla byla měřena pomocí mechanického spojení se siloměrem [4].

V dnešní době se válcové dynamometry téměř výhradně používají pro měření silničních vozidel. Před rokem 1970 byly tyto zařízení docela primitivní, byly vybaveny válci s daleko menším průměrem, než se používají dnes, ty nebyly schopny věrně simulovat podmínky styku pneumatiky se silnicí a valivý odpor byl výrazně vyšší. Pro simulování setrvačnosti vozidla byl na válci připevněn pevný setrvačnick [4].

Výraznější posun ve vývoji válcových dynamometrů přišel až v poslední čtvrtině 20. století, kvůli stále vyšší potřebě měření emisí. Průměr válců byl zvětšen, aby zabezpečovaly věrnější podmínky kontaktu pneumatik. Začaly být osazovány kyvně uloženými stejnosměrnými dynamometry s tenzometrickými snímači kroutícího momentu a pokročilejšími regulačními systémy. Tyto stroje měly soustavu setrvačnicků pro možnost změny setrvačnosti. Tato kombinace zajišťovala přesnější přiblížení ke skutečnému silničnímu zatížení [4].

V poslední době s vývojem digitální regulace a elektrických zařízení byly v některých případech pro simulování všech jízdních podmínek setrvačnický nahrazeny elektronickou simulací [4].

3.2 KONSTRUKCE VÁLCOVÝCH DYNAMOMETRŮ

Válcové dynamometry pro měření výkonu motorů vozidel jsou složeny z několika hlavních součástí [2]:

- Tuhý rám
- Válce s povrchovou úpravou pro maximální přilnavost a přesně definovaným momentem setrvačnosti
- Dynamometr
- Snímač otáček

- Hardware a software pro regulaci a vyhodnocování výsledků

Z hlediska konstrukce se rozlišují 2 hlavní typy válcových dynamometrů s jedním či dvěma válci na nápravu. Většinou se využívají, hlavně kvůli ceně, dva válce na nápravu. Systém dvou válců na nápravu je tvořen válci menšího průměru, protože je zde omezení minimální světlé výšky vozidla, které musí být schopno na mezi válce najet, aniž by se jich dotýkalo karoserií, to má negativní vliv na deformaci pneumatiky. Systém dvou válců však s sebou přináší snadnější upnutí vozidla proti pohybu. Systém s jedním válcem na nápravu využívají hlavně dražší dynamometry a jsou osazeny běžně válcem o průměru 48“ [19]. Porovnání deformací pneumatiky na obou konstrukčních řešení válcového dynamometru znázorňuje Obr. 18. V obou případech je jeden válec připevněn k dynamometru s regulovatelným brzdícím účinkem a vše je zasazeno to velmi tuhého rámu [18], [21].

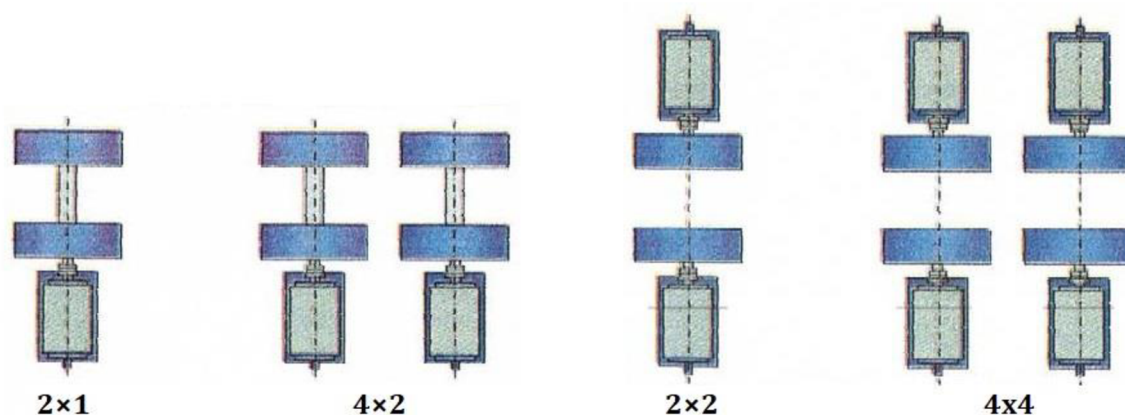


Obr. 18 Deformace pneumatik na systému s jedním a se dvěma válci [22]

Nehledě na velikosti válců či počtu válců na kolo, existují 4 různé uspořádání z hlediska počtu dynamometrů na válcové zkušebně, ty lze vidět na Obr. 19. Nejjednodušší případ 2×1 je jeden dynamometr spojený s jedním hřídelem spojovací válce pro měření výkonu jedné nápravy. Pak následuje obdobná varianta 4×2 pro vozidla s poháněnými 2 nápravami, kde jsou 2 dynamometry připojeny k 2 hřídelům s válci. A následují upořádání 2×2 a 4×4, kde na každé poháněné kolo připadá jeden válec a dynamometr, které se se liší jen v počtu poháněných náprav. Oproti obr. 19 se může uspořádání mírně lišit umístěním dynamometru, který může být umístěn také mezi válci nebo ve válci. V případě přítomnosti více dynamometrů je potřeba zajistit jejich spojení [37]:

1. Mechanické spojení – Válce jsou spojeny pomocí převodovky nebo ozubeného řemene, toto řešení je poměrně náročné, hlavně pokud je dynamometr schopen provádět měření 2 náprav a je potřeba upravovat rozvor válců. Zároveň zde vzniká mnoho pasivních ztrát.
2. Elektrické spojení – Zde je spojení válců vytvořeno elektrickou synchronizací úhlu jejich natočení, a simuluje se tak uložení válců na tuhém hřídeli.
3. Sledování rychlosti – V tomto případě se sleduje rychlost otáčení jednoho (řídícího) válce a rychlost ostatních se jí přizpůsobuje. Požadované zatížení je aplikováno na řídicí válec. To ale může znamenat, že kola spojená s ostatními dynamometry nemusí být vystavena stejnému zatížení jako by byla v normálním provozu. Což mohou rozpoznat podvozkové systémy a začít omezovat přenos výkonu ke kolům vozidla, pak jsou naměřená data zkreslená tímto zásahem.
4. Uzamčená náprava – Při zkoušení vozidel s oběma hnanými nápravami může být měření provedeno pouze na jedné nápravě vozidla s tím, že druhá náprava je v klidu. Měření musí být však provedeno na obou nápravách, abychom mohli následně vyloučit zkreslení naměřených dat kontrolními systémy vozidla.

5. Měření bez spojení – tento případ znamená, že všechny dynamometry pracují nezávisle na sobě, toho se využívá právě při testování podvozkových systémů vozidla a diferenciálů.



Obr. 19 Uspořádání dynamometrů na válcové zkušebně [37]

Válcový dynamometr bývá zasazen do jámy tak, že jeho horní část navazuje na podlahu budovy. Na přesnost zhotovení jámy jsou vysoké nároky. Okraje jámy musí být pokryty ocelovými pláty, které překryjí mezeru mezi budovou a válcovým dynamometrem. Osa dynamometru musí být přesně umístěna a zarovnána se vztahným bodem budovy a upínacím systémem vozidla, který může být také zakotven do podlahy. Zarovnání může být dosaženo při instalaci dynamometru, kdy ale jsou velmi omezené podmínky k manévrování [4].

Protože jsou nároky na jámu velmi vysoké, nabízejí někteří výrobci válcové dynamometry, které nemusí být zapuštěny v jámě (Obr. 20), a to pro vozidla s pohonem 2 i všech 4 kol. Tyto zařízení jsou osazeny dvěma válci na nápravu a kvůli kompaktním rozměrům mají válce poměrně malý průměr (cca 300 mm) [16]. V případě testování motocyklů se setkáme s takovými stroji s jedním válcem na nápravu většího průměru (např. 510 mm) [17].

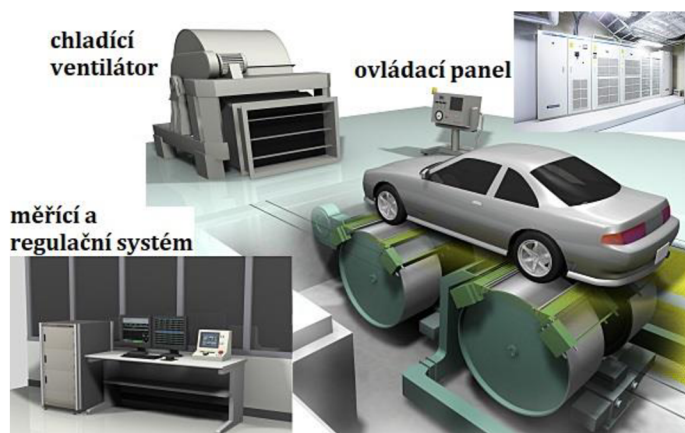


Obr. 20 Válcový dynamometr Dynomax 5000BRD 4WD BRAKED [16]

3.3 VYBAVENÍ A ROZMÍSTĚNÍ ZKUŠEBNY

Vozidlová zkušebna (Obr. 21) je vybavena systémem pro odvod spalin, chladicím zařízením, válcovým dynamometrem, systémem pro zajištění vozidla proti pohybu, ovládacím panelem, řídicím a vyhodnocovacím zařízením, hlásičem požáru a vysoké koncentrace nebezpečných

plynů a systémem pro nouzové vypnutí. Je také musíme mít ve zkušebně vhodné zdroje energie, ať už pro pohon všech součástí zkušebny (především vytváření brzdného momentu), tak i pro chlazení dynamometru a ostatních částí které to vyžadují [37].

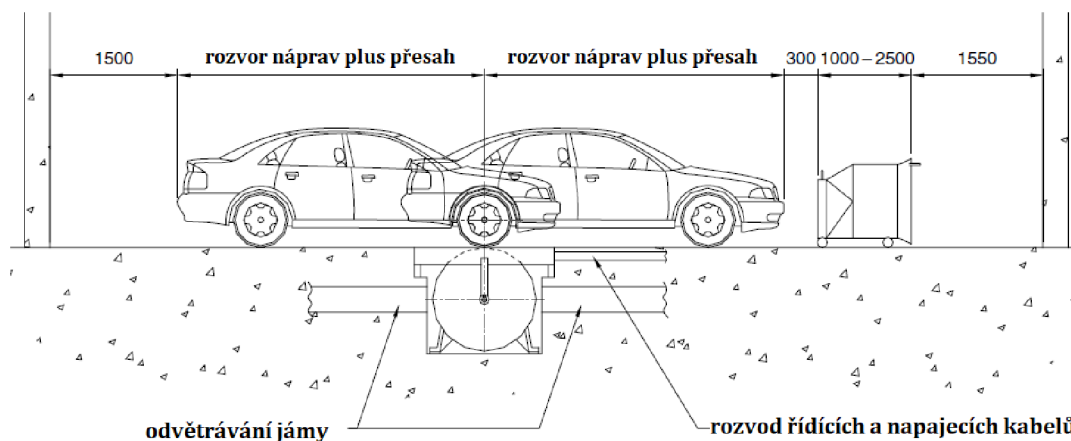


Obr. 21 Vozidlová zkušebna [39]

Pro zajištění vozidla proti pohybu se v případě nepohybující se jedné nápravy mohou použít klíny nebo svorky. Pokud rotují všechna kola používají se obvykle řetězy, popruhy, tyče nebo nábojové fixace. Svorky se většinou používají v případě zkoušení motocyklů. Nejvíce univerzální je použití řetězů nebo popruhů, lze jimi upnout téměř každé vozidlo. Ovšem fixační body ve zkušebně by měly být výškově nastavitelné, aby nedocházelo k přenosu svislé síly na válce, která zvyšuje valivý odpor. Pro upnutí vozidla tyčemi musíme mít k dispozici vnější montážní body na vozidle. Nejproblematictější je zajištění vozidla v místě nábojů, protože vždy musíme mít spojovací kroužek kompatibilní s nábojem vozidla. Ovšem výhodou je, že nábojová fixace nezatěžuje vozidlo [37].

Chladicí zařízení je zde aby zabránilo přehřátí motoru vozidla v průběhu měření. Většinou je realizováno ventilátorem, který žene vzduch skrze chladič motoru (v případě vodou chlazených motorů) nebo žebrování motoru (v případě vzduchem chlazených motorů). Lze však také vozidlo napojit na externí okruh s chladicí kapalinou a olejem, k tomu se přistupuje kvůli náročnosti však jen při měření hluku [37].

Velikost zkušebny závisí na velikosti zkoušených vozidel, zda v ní má být umístěn jednonápravový či více nápravový dynamometr a jaký typ chlazení vozidla chceme využívat. Při použití jednonápravového válcového dynamometru musíme být schopni zajistit zkoušení vozidel s náhonem na přední i zadní nápravu, aniž bychom museli dělat úpravy na systému chlazení vozidla a odvodu spalín, jak je naznačeno na Obr. 22 [37].



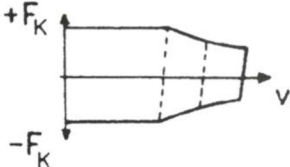
Obr. 22 Velikost jednonápravové zkušebny [4]

3.4 VHODNÉ DYNAMOMETRY PRO VÁLCOVÉ ZKUŠEBNY

Ne všechny druhy dynamometrů jsou vhodné k měření výkonu na válcovém stanovišti. Používají se hlavně elektromagnetické vířivé, hydraulické a u dražších variant válcových zkušeben aktivní stejnosměrné či střídavé dynamometry. Mohou být použity ale i vzdušné, dokáží simulovat odpor vzduchu a chladit motor. V Tab. 4 jsou shrnuty brzdňá pole a vlastnosti týkající se válcových zkušeben pro jednotlivé dynamometry [2].

Tab. 4 Dynamometry pro válcové zkušebny a jejich vlastnosti [2]

Druh dynamometru	Brzdňá pole	Vlastnosti
Elektromagnetický vířivý dynamometr		nutnost regulačního zařízení pro simulování jízdního odporu; vhodná pro automatické zkušební cykly
Hydraulický dynamometr		nejmenší poměr cena:výkon; jednoduché simulování jízdního odporu
Střídavý dynamometr		malý rozsah rychlostí; nehodí se k simulování jízdních odporů

Stejnoseměrný dynamometr		velmi drahé zařízení; široce použitelné; maximální hnací či brzdná síla již při nulové rychlosti; lze měnit setrvačnost regulačním zařízením
--------------------------	---	--

3.5 MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA NA VÁLCOVÉM DYNAMOMETRU

V průběhu zkoušky na válcovém dynamometru je výkon přenášen z pneumatiky vozidla na válec prostřednictvím hnací síly. Dynamometr po uvedení do chodu poskytuje brzdný moment. Po započtení valivého odporu dostaneme podle Obr. 23 momentovou rovnováhu k ose otáčení kola vozidla [15]:

$$M_k - F_k \cdot r_d - M_f = 0 \quad (17)$$

kde

M_k [N·m] moment přenášený na kolo
 F_k [N] hnací síla
 r_d [m] skutečný poloměr kola
 M_f [N·m] moment valivého odporu

A momentovou rovnováhu k ose měřícího válce [15]:

$$M_v - F_k \cdot r_v + M_f = 0 \quad (18)$$

kde

M_v [N·m] brzdný moment zahrnující odpor vzduchu (válcům) a tření v ložiskách
 F_k [N] hnací síla
 r_v [m] poloměr válce
 M_f [N·m] moment valivého odporu

Z momentové rovnováhy k ose kola můžeme vyjádřit vztah pro hnací sílu [15]:

$$F_k = \frac{M_k - M_f}{r_d} \quad (19)$$

kde

F_k [N] hnací síla
 M_k [N·m] moment přenášený na kolo
 M_f [N·m] moment valivého odporu
 r_v [m] poloměr válce

A po dosažení vztahu pro hnací sílu do momentové rovnováhy k ose válců získáme vztah pro moment na měřicím válci [15]:

$$M_v = M_k \cdot \frac{r_v}{r_d} - \left(1 + \frac{r_v}{r_d}\right) \cdot M_f \quad (20)$$

kde

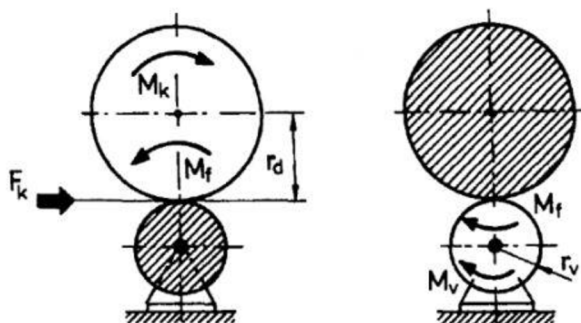
M_v	[N·m]	brzdny moment zahrnující odpor vzduchu (válcům) a tření v ložiskách
M_k	[N·m]	moment přenášený na kolo
M_f	[N·m]	moment valivého odporu
r_v	[m]	poloměr válce
r_d	[m]	skutečný poloměr kola

Hnací výkon určíme z velikosti hnací síly a obvodové rychlosti vztahem [15] :

$$P_k = F_k \cdot v_o \quad (21)$$

kde

P_k	[W]	hnací výkon
F_k	[N]	hnací síla
v_o	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost



Obr. 23 Momenty působící na kolo vozidla a válec dynamometru [2]

3.6 TYPY ZKOUŠEK

Válcový dynamometr může operovat ve 3 zatěžovacích módech: konstantní síla, konstantní rychlost a simulace silničního zatížení. Při měření výkonu na válcovém dynamometru rozlišujeme zkoušku statickou a zkoušku dynamickou [37].

3.6.1 DYNAMICKÁ ZKOUŠKA

Dynamická zkouška má svůj název odvozen od toho, že se v jejím průběhu mění s časem otáčky. Umístíme vozidlo na válcový dynamometr a necháme jej v plném zatížení (s maximálním stlačením plynového pedálu) akcelarovat až do maximálních otáček. K takovéto zkoušce stačí využít pouze momentu setrvačnosti rotujících hmot a průběžného měření úhlového zrychlení válce pomocí enkodéru (obvykle 40 pulzů na otáčku) a vypočítat kroutící moment ze vztahu [2], [21][23]:

$$M_K = I \cdot \varepsilon \quad (22)$$

kde

M_K	[N·m]	kroučící moment
I	[kg·m ²]	moment setrvačnosti
ε	[rad·s ⁻²]	úhlové zrychlení

Jak plyne z rov. (22) k určení kroučícího momentu a výkonu je zásadní znát přesné hodnoty momentu setrvačnosti všech rotujících částí. V opačném případě hodnota výkonu není zcela přesná. Pokud potřebujeme zjistit moment setrvačnosti rotujících částí vozidla, lze jej určit přidavným setrvačником se známým momentem setrvačnosti a použitím vztahu [20]:

$$I = I_P \cdot \frac{1}{\varepsilon - \varepsilon_P} \quad (23)$$

kde

I	[kg·m ²]	moment setrvačnosti
I_P	[kg·m ²]	moment setrvačnosti přidavného setrvačnicku
ε	[rad·s ⁻²]	úhlové zrychlení
ε_P	[rad·s ⁻²]	úhlové zrychlení s přidavným setrvačником

Pro dynamickou zkoušku výkonu postačuje mít tzv. válcový setrvačnickový stav, jehož součástí není dynamometr ale pouze soustava setrvačnicků. Pomocí tohoto zařízení lze provádět pouze zkoušku dynamickou. Lze však využít i brzděného momentu vytvořeného dynamometrem, to hlavně v případě, kdy není moment setrvačnosti dostatečně velký a zkouška by trvala velmi krátkou dobu [21].

Protože během akcelerace měříme výkon přenesený na zkušební válec, musíme určit ztráty v pohonném ústrojí automobilu. Po dosažení maximálních otáček vyšlápneme spojku, podle následné decelerace válce určíme ztráty [21]. Přesné určení ztrátového výkonu se provádí na základě dojezdové zkoušky dle ČSN 30 0554 [2].

Pro zamezení prokluzu pneumatik na válci je vhodné zařadit před započítáním zkoušky co nejvyšší rychlostní stupeň, který sníží kroučící moment přenášený mezi koly a válcem dynamometru. Pro zjištění převodového poměru, či také pro detekci prokluzu pneumatik, je potřeba v průběhu testu sledovat i otáčky motoru. Důsledkem zařazeného vysokého rychlostního stupně je také vysoká obvodová rychlost jak kol, tak samozřejmě i válců. Proto musí být konstrukce rámu válcového dynamometru tuhá a válce přesně vyvážené, špatné vyvážení by mohlo mít za důsledek přetížení uložení válců, či rozkmitání celého zařízení. Aby nedošlo k havárii z výše zmíněných důvodů určuje výrobce maximální přípustnou obvodovou rychlost válců (často se hodnota pohybuje okolo 300 – 330 km·h⁻¹). V souvislosti s vysokou rychlostí je také potřeba mít na paměti, aby byly na vozidle pneumatiky s dostatečným rychlostním indexem. Měření otáček klikového hřídele motoru je realizováno např. snímáním elektrických pulzů jdoucích k zapalovací svíče či pomocí diagnostické zásuvky OBD [2], [16], [17], [21].

3.6.2 STATICKÁ ZKOUŠKA

V průběhu statické zkoušky jsou otáčky konstantní. Dynamometr tedy poskytuje vždy takový brzdny moment, aby otáčky motoru zůstaly na nastavené hodnotě. Nevýhodou je, že touto zkouškou získáme pouze jeden bod vnější rychlostní charakteristiky motoru. Určit takto celý průběh otáčkové charakteristiky je velice zdlouhavé. Tento způsob měření je však přesnější než dynamická zkouška, protože na naměřené veličiny nemá vliv moment setrvačnosti rotačních částí, jelikož úhlové zrychlení je nulové. Statická zkouška je vhodná pro „ladění“ motoru, kdy si můžeme ověřit vliv změn pro určité otáčky motoru [2], [21][23].

4 PASIVNÍ ZTRÁTY

Od válcového dynamometru často požadujeme, aby byl schopen simulovat reálné silniční zatížení a bylo možné, co nejvíce testů provádět v laboratoři (např. testy emisí), kvůli jejich ceně a opakovatelnosti, některé z těchto testů jsou dokonce zakotveny v legislativě. Na vozidlo během jízdy působí jízdní odpory, což jsou síly působící proti pohybu vozidla. Znalost těchto odporů má také velký význam i při dopočítávání ztrát při měření výkonu motoru. Tyto odpory zároveň s hnací silou vozidla dává do kontextu obecná rovnice pro pohon vozidla [2]:

$$F_k = O_f + O_t + O_v + O_s + O_z \quad (24)$$

kde

F_k	[N]	hnací síla
O_f	[N]	valivý odpor
O_t	[N]	odpor tření
O_v	[N]	odpor vzduchu
O_s	[N]	odpor stoupání
O_z	[N]	odpor zrychlení

Odpor vzduchu a valivý odpor působí na vozidlo vždy, působení ostatních druhů odporů záleží vždy na konkrétní jízdní situaci.

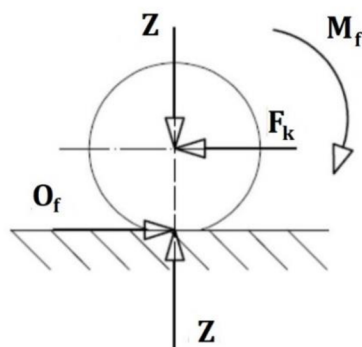
4.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor vzniká při odvalování pneumatiky po vozovce a reprezentuje deformace pneumatiky a vozovky. V případě tuhé vozovky se deformuje hlavně pneumatika. Značný vliv na deformaci má tlak vzduchu v pneumatice. Při deformaci pneumatiky dochází k energetickým ztrátám, tzn. energie potřebná na deformaci pneumatiky je menší než ta, která navrácí pneumatiku do původního tvaru. Ztráty se přeměňují na teplo. Kontaktní tlak v přední části kontaktu pneumatiky s vozovkou je větší, a proto je reakční síla vozovky posunuta ve směru valení o rameno valivého odporu. Hodnota ramene valivého odporu zahrnuje vlastnosti materiálů, které jsou při valení ve styku, a zjišťuje se experimentálně. V některých literaturách se objevuje spíše součinitel valivého odporu, bezrozměrná veličina určená podílem ramena valivého odporu a poloměru tělesa, které se valí. Orientační hodnoty součinitele valivého odporu pro valení pneumatiky po různých površích jsou uvedeny v Tab. 5. Při valení kola vozidla platí momentová rovnováha znázorněná na Obr. 24 [32]:

$$M_f = O_f \cdot r_d = Z \cdot e \quad (25)$$

kde

M_f	[N·m]	moment nutný k překonání valivého odporu
O_f	[N]	valivý odpor
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
Z	[N]	reakční síla vozovky
e	[m]	rameno valivého odporu



Obr. 24 Síly působící na valíci se kolo vozidla [32]

A pro valivý odpor kola platí [32]:

$$O_f = Z \cdot \frac{e}{r_d} = Z \cdot f \quad (26)$$

kde

O_f	[N]	valivý odpor
Z	[N]	reakční síla vozovky
e	[m]	rameno valivého odporu
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
f	[-]	součinitel valivého odporu

Souhrnná rovnice pro celé vozidlo, jehož kola mají stejnou velikost součinitele valivého odporu, pak má tvar [32]:

$$O_f = f \cdot \sum_{i=1}^{n_k} Z_i = f \cdot G \cdot \cos \alpha_s \quad (27)$$

kde

O_f	[N]	valivý odpor
f	[-]	součinitel valivého odporu
Z	[N]	reakční síla vozovky
G	[N]	tíhová síla působící na vozidlo
α_s	[°]	úhel stoupání
n_k	[-]	počet kol vozidla

Tab. 5 Orientační hodnoty valivého odporu [32]

Styk materiálů	Činitel valivého odporu f [-]
pneu – beton	0,015 – 0,025
pneu – dlažba	0,020 – 0,030

pneu – polní cesta (suchá)	0,040 – 0,050
pneu – štěrka	0,030 – 0,040
pneu – hluboký písek	0,15 – 0,30
pneu – asfalt	0,010 – 0,020

VLIV VELIKOSTI VÁLCŮ NA VALIVÝ ODPOR

Obecně uznávaný vztah popisující vliv velikosti válce dynamometru na valivého odporu při odvalování pneumatiky po válci [4]:

$$F_{xr} = F_x \cdot \left(1 + \frac{r_d}{r_v}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

kde

F_{xr}	[N]	valivý odpor při kontaktu s válcem
F_x	[N]	valivý odpor při kontaktu s rovnou vozovkou
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
r_v	[m]	poloměr válce

Z rov. (28) je zřejmé, že s rostoucím průměrem válce se valivý odpor více blíží reálné situaci kontaktu pneumatiky s vozovkou. Dnes se nejvíce využívají válce s průměrem 72“, 48“ a 25“, ovšem existuje i mnoho jiných rozměrových variant. Tab. 6 ukazuje jaký vliv na valivý odpor má různá velikost průměru (poloměru) válce. Lze vidět, že valivý odpor při kontaktu pneumatik s válci o průměru 25“ je přibližně o 40 % vyšší než při kontaktu s vozovkou, zatímco při použití válce s průměrem 48“ je tato hodnota méně než 25 %.

Tab. 6 Hodnoty valivého odporu pro různé velikosti válců a pneumatiku 195/65R15 ($r = 317,25$ mm)

Kontaktní plocha	Velikost valivého odporu
Vozovka ($r_v = \infty$)	$F_{xr} = 1,000 \cdot F_x$
72“ válec ($r_v = 914,4$ mm)	$F_{xr} = 1,161 \cdot F_x$
48“ válec ($r_v = 609,6$ mm)	$F_{xr} = 1,233 \cdot F_x$
25“ válec ($r_v = 317,5$ mm)	$F_{xr} = 1,414 \cdot F_x$

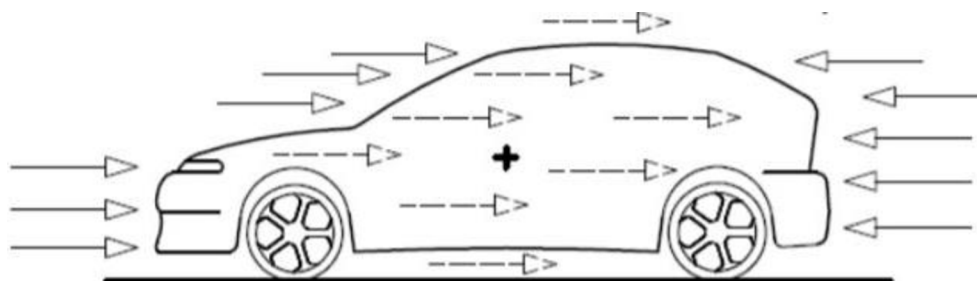
4.2 ODPOR VZDUCHU

Protože se při jízdě pohybuje v atmosféře, proudí kolem něj vzduch, který kvůli vzniku vírů, tlaku a tření o povrch karoserie, jak je patrné z Obr. 25, působí na vozidlo silou, která se nazývá odpor vzduchu. Odpor vzduchu je dán vztahem [32]:

$$O_v = c_x \frac{\rho}{2} S_x v_x^2 \quad (29)$$

kde

O_v	[N]	odpor vzduchu
c_x	[-]	součinitel odporu vzduchu
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
S_x	[m ²]	čelní plocha vozidla
v_x	[m·s ⁻¹]	rychlost vozidla



Obr. 25 Odpor vzduchu (šipky plnou čarou - tlakové síly; čárkované šipky - třecí síly) [32]

Je nutno uvážit, že hustota vzduchu je funkcí jeho tlaku a teploty. Pro praktické výpočty je možno uvažovat hodnotu $\rho = 1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ platnou pro $p_0 = 1,013 \text{ bar}$ a $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$. Součinitel odporu vzduchu je dán tvarem karoserie a jedná se o experimentálně určenou hodnotu měřením v aerodynamickém tunelu, a to buď na modelu vozidla či skutečném vozidle [32].

Obvyklá velikost součinitele odporu vzduchu současných automobilů je 0,2 – 0,4. Příkladem současně vyráběného automobilu s velmi nízkým odporem vzduchu je BMW řady 5 (generace G30), jehož součinitel odporu vzduchu $c_x = 0,22$. Ovšem už v roce 1935 představená Tatra 77a měla údajně součinitel odporu vzduchu $c_x = 0,21$, ačkoliv dnes se snaží automobilky snižovat odpor vzduchu kvůli menší spotřebě paliva (a menším emisím), zde snížený odpor vzduchu přispěl hlavně ke zvýšení maximální rychlosti na 150 km/h. Nicméně i dnes automobilky produkují automobily s velmi vysokým odporem vzduchu jako například Mercedes-Benz třídy G se součinitelem odporu vzduchu $c_x = 0,54$. Snižování odporu vzduchu dnes přichází hlavně v souvislosti zvyšování dojezdů elektromobilů, kde se např. zpětná zrcátka nahrazují kamerami zabudovanými v karoserii a obrazovkami ve vozidle právě kvůli snížení odporu vzduchu [32], [33].

4.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Při jízdě vozidla po nakloněné vozovce na něj působí odpor stoupání, což je složka tíhové síly působící na vozidlo rovnoběžná s rovinou vozovky, a tedy zpomaluje nebo urychluje vozidlo, v závislosti na orientaci vektoru rychlosti vozidla. Pokud vozidlo jede do vrchu má odpor stoupání kladnou hodnotu a působí proti pohybu vozidla, pokud vozidlo jede z vrchu dolů má odpor zápornou hodnotu a působí ve směru pohybu. Velikost odporu stoupání určuje, společně s tíhovou silou působící na vozidlo, úhel stoupání – úhel svírající vodorovná rovina s rovinou vozovky, viz Obr. 26 [32]:

$$O_s = G \cdot \sin \alpha_s \quad (30)$$

kde

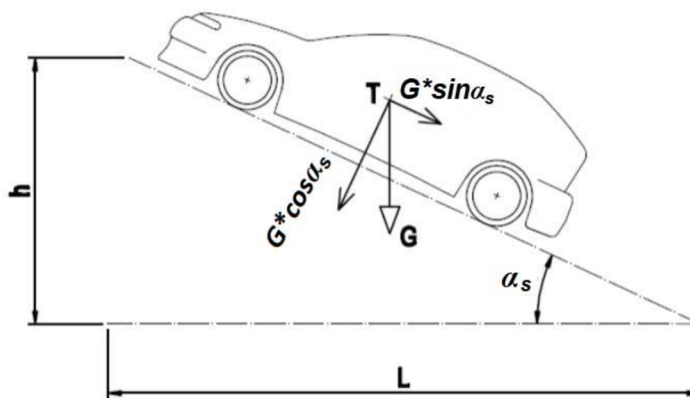
O_s	[N]	odpor stoupání
G	[N]	tíhová síla působící na vozidlo
α_s	[°]	úhel stoupání

V praxi se většinou místo úhlu stoupání uvádí veličina stoupání [32]:

$$s_\alpha = \frac{h}{L} = \operatorname{tg}(\alpha_s) \quad (31)$$

kde

s_α	[-]	stoupání
h	[m]	vystoupaná výška
L	[m]	vodorovná vzdálenost
α_s	[°]	úhel stoupání



Obr. 26 Stoupání vozidla [32]

4.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Odpor zrychlení, označován také jako odpor setrvačnosti, představuje setrvačnou sílu působící proti pohybu při zrychlování vozidla a je složen ze dvou částí: odporu zrychlení posuvných částí a odporu zrychlení rotačních částí vozidla. Je dán tímto vztahem[32]:

$$O_z = \left(m + \sum \frac{J_i}{r_{di}r_{ki}} \right) \cdot a_x \quad (32)$$

kde

O_z	[N]	odpor zrychlení
m	[kg]	hmotnost vozidla
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kola
r_k	[m]	valivý poloměr kola
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla

Valivý poloměr kola je takový, jaký by mělo kolo stejné rychlosti otáčení a stejné obvodové rychlosti jako kolo skutečné. Na základě momentů pro zrychlení rotujících částí motoru a zrychlení kol vozidla a vztahu pro úhlové zrychlení motoru lze pak pro případ $r_d \approx r_k$ odvodit vztah [32]:

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_c^2) \cdot \eta + \sum J_i}{mr_d^2} \right] \cdot m \cdot a_x \quad (33)$$

kde

O_z	[N]	odpor zrychlení
J_m	[kg·m ²]	moment setrvačnosti rotujících částí motoru
i_c	[-]	celkový převodový poměr
J_p	[kg·m ²]	moment setrvačnosti převodového ústrojí
η	[-]	mechanická účinnost převodového ústrojí
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kola
m	[kg]	hmotnost vozidla
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla

Obsah hranaté závorky se označuje jako součinitel vlivu rotačních částí. A tedy platí zkrácený zápis [32]:

$$O_z = \vartheta \cdot m \cdot a_x \quad (34)$$

kde

O_z	[N]	odpor zrychlení
ϑ	[-]	součinitel vlivu rotačních částí
m	[kg]	hmotnost vozidla
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla

Při zkoušce na válcovém dynamometru se však odpor posuvných částí neprojeví, protože se vozidlo nepohybuje vpřed.

4.5 DOJEZDOVÁ ZKOUŠKA

Způsob, jak určit pasivní ztráty vozidla v závislosti na rychlosti jízdy, definuje norma ČSN 30 0554. Tento způsob se nazývá dojezdová zkouška. Na začátku zkoušky se vozidlo pohybuje po vodorovné vozovce (zkušební dráze) za bezvětří konstantní rychlostí (většinou maximální rychlostí). Poté se přeruší pohon vozidla, což je většinou realizováno zařazením převodovky do neutrální polohy. Vozidlo se dále pohybuje a vlivem vzdušného odporu, valivého odporu pneumatik a tření v hnacím ústrojí zpomaluje. Pro úspěšné provedení zkoušky není nutné úplné zastavení. Z důvodu přerušení pohonu vozidla je hnací síla nulová, odpor stoupání má také nulový (pohyb po vodorovné ploše), protože se vozidlo pohybuje určitou rychlostí má odpor setrvačnosti zápornou hodnotu (vozidlo by bez působení ostatních sil setrvalo v pohybu) a jelikož nedochází k přenosu výkonu motoru je tření v hnacím ústrojí při zařazené neutrální poloze zanedbatelné. Během dojezdové zkoušky platí vztah vycházející z obecné rovnice pro pohon vozidla [2]:

$$\vartheta a_x \frac{G}{g} = O_f + O_v = Gf + c_x \frac{\rho}{2} S_x v_x^2 \quad (35)$$

kde

ϑ	[-]	součinitel vlivu rotačních částí
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla
G	[N]	tíhová síla působící na vozidlo
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
f	[-]	součinitel valivého odporu
c_x	[-]	součinitel odporu vzduchu
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota vzduchu
S_x	[m ²]	čelní plocha vozidla
v_x	[m·s ⁻¹]	rychlost vozidla

Jak již bylo zmíněno vozidlo se pohybuje s neutrálním rychlostním stupněm, a proto součinitel vlivu rotačních součástí má odlišnou velikost oproti případu, kdy vozidlo zrychluje se zařazeným určitým rychlostním stupněm. Velikost součinitele vlivu rotačních součástí pro dojezdovou zkoušku je [2]:

$$\vartheta = 1 + \frac{J_p \cdot i_r^2 \cdot \eta + \sum J_i}{mr_d^2} \approx 1 + \frac{\sum J_{ki}}{mr_d^2} \quad (36)$$

kde

ϑ	[-]	součinitel vlivu rotačních částí
J_p	[kg·m ²]	moment setrvačnosti převodového ústrojí
i_r	[-]	převodový poměr rozvodovky
η	[-]	mechanická účinnost převodového ústrojí
J	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kola
m	[kg]	hmotnost vozidla
r_d	[m]	skutečný poloměr kola
a_x	[m·s ⁻²]	zrychlení vozidla

Pro určení odporu vzduchu a valivého odporu vozidla v závislosti na jeho rychlosti je potřeba znát jeho zpomalení, to se dá zjistit několika způsoby: použitím měřiče rychlosti schopného určovat i zrychlení (zpomalení) vozidla, měřením času mezi úseky zkušební dráhy stejné délky nebo nastřelováním barevných značek na vozovku v určeném časovém intervalu a následným měřením vzdálenosti mezi nimi [2].

Dle normy ČSN 30 0556 je nutno dodržovat u jízdních zkoušek maximální sklon vozovky, hodnota podélného sklonu musí být maximálně 0,5 % a hodnota příčného sklonu maximálně 3 %. Je tedy přípustný určitý malý podélný sklon, je potřeba vyloučit jeho vliv, a proto se dojezdová zkouška provádí v obou směrech zkušební dráhy [32].

Dojezdovou zkoušku provádíme i na válcových dynamometrech. U dynamometrů, které umožňují kola vozidla pohánět, je udržována referenční rychlost a celkový odpor při této referenční rychlosti je síla vytvářená dynamometrem. U typů, které nejsou schopny vozidlo pohánět, se nechá vozidlo z určité rychlosti dojet a podle doby dojezdu se dopočítají pasivní odpory [36].

4.6 SKLUZY

Nežádoucí efekt na měření mají skluzy, kdy dochází k nedostatečnému přenosu energie. Ztracená energie se nakonec ve formě tepla odvede do okolního vzduchu. Jsou 2 místa, kde k nim může docházet: spojka a kontakt válce s pneumatikou. V prokluz spojky se eliminuje jejím správným seřízením. Prokluz válce a pneumatiky lze eliminovat přidavnou silou tlačící vozidlo na válec, většinou pomocí stažení popruhy nebo instalací závaží na vozidlo. To však není ideální řešení, protože se zvýší valivý odpor a energetické ztráty se přenesou na něj, také riskujeme poškození pneumatik. Proto se výrobci válců snaží vyrábět stále dokonalejší povrchy které mají v kontaktu s pneumatikou velmi vysokou adhezi, při mnohem menší svislé síle tlačící vozidlo na válec [38].

5 ATMOSFÉRICKÉ PODMÍNKY

Zásadní vliv na správnou funkci a výkon spalovacího motoru má vzduch, který zde zajišťuje kyslík potřebný pro spalování paliva. Výkon motoru je omezen množstvím nasávaného vzduchu. Proto i ve vývoji motorů se věnuje vysoká pozornost částem sání a výfuku, aby se zajistilo co nejlepší proudění vzduchu do a z motoru. Stav nasávaného vzduchu je dán několika jeho parametry [4]:

- tlakem
- teplotou
- vlhkostí
- obsahem nečistot

5.1 KOREKCE VÝKONU

V technických specifikacích se většinou setkáváme s korigovanou hodnotou výkonových parametrů motoru (výkonu a krouticího momentu). Tato hodnota není skutečně naměřená při zkoušce na dynamometru. Protože nelze zaručit na všech zkušebnách stejné atmosférické podmínky, ty však mají vliv na spalování paliva tzn. i opakovatelnost měření, naměřené hodnoty se přepočítávají na takové, jaké bychom naměřili za stanovených normálních podmínek. Rovnice pro korekci výkonu je uvedena v několika normách [1], [11]:

- ISO 1585
- ČSN 30 2008
- SAE J1349
- DIN 70 020
- JIS D 1001

Pro korekci výkonu se zavádí tzv. korekční součinitel, což je bezrozměrná veličina zahrnující atmosférické vlivy na spalování paliva, kterou se vynásobí změřený výkon nebo krouticí moment. Základem vzorců pro určení velikosti korekčního součinitele je rovnice pro jednorozměrné ustálené stlačitelné proudění. Velikost korigovaného výkonu se vypočítá [26]:

$$P_o = \alpha \cdot P_m \quad (37)$$

kde

P_o [kW] korigovaný výkon
 α [-] korekční součinitel
 P_m [kW] naměřený výkon

Vztah pro korigovaný krouticí moment získáme jednoduchou úpravou rov. (13):

$$M_{Ko} = \frac{P_o}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60}} = \alpha \cdot M_{Km} \quad (38)$$

kde

M_{Ko} [N·m] korigovaný krouticí moment
 P_o [kW] korigovaný výkon
 n [min^{-1}] otáčky motoru

α [-] korekční součinitel
 M_{Km} [N·m] naměřený krouticí moment

5.1.1 ISO 1585

ISO norma vydaná v roce 1992 definuje intervaly korekčního součinitele, ve kterých jsou jeho hodnoty platné, interval podle typu motoru je uveden v Tab. 7. V rámci měření výkonu se pro korekci musí měřit také vlhkost, tlak a teplota vzduchu. V průběhu června 2020 bude nyní platné znění této normy nahrazeno novým vydáním [24], [25].

Tab. 7 Rozsah hodnot korekčního součinitele dle ISO 1585 [23]

Typ motoru	Rozsah korekčního součinitele
Zážehový	0,93 – 1,07
Vznětový	0,9 – 1,1

Referenční atmosférické podmínky [24]:

- Referenční teplota nasávaného vzduchu $T_0 = 298 \text{ K} = 25 \text{ °C}$
- Referenční tlak nasávaného vzduchu $p_0 = 100 \text{ kPa}$
- Referenční tlak vodní páry $p_{v0} = 1 \text{ kPa}$

Jako příklad uvádím vzorec pro výpočet korekčního součinitele dle normy ISO 1585 pro zážehový atmosférický motor [24]:

$$\alpha_{ISO} = \left(\frac{99}{p_d}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,6} \quad (39)$$

kde

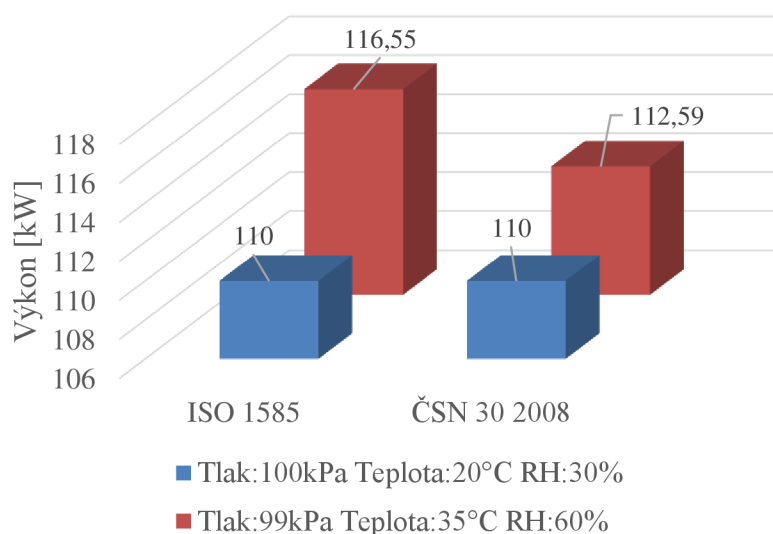
α_{ISO} [-] korekční součinitel dle ISO 1585
 T [K] teplota nasávaného vzduchu
 p_d [kPa] parciální tlak suchého vzduchu

5.1.2 ČSN 30 2008

Tato norma byla vydána v roce 1980. Pro turbodmychadlem přepřínované vznětové motory se korekce výkonu dle ČSN neprovádí, pro vznětové motory s mechanickým přepřínáním je nutno vypočítat parametr, na jehož základě se rozhodne o tom, zda se korekce výkonu provede či nikoliv. Korekční součinitel oproti normě ISO nezahrnuje vlhkost vzduchu, porovnání korekcí dle obou norem vidíme na Obr. 27 [26].

Referenční atmosférické podmínky [26]:

- Referenční teplota nasávaného vzduchu $T_0 = 298 \text{ K} = 25 \text{ °C}$
- Referenční tlak nasávaného vzduchu $p_0 = 100 \text{ kPa}$



Obr. 27 Porovnání korekcí výkonu [23]

5.1.3 SAE J 1349

Pro výpočet korekčního součinitele dle normy SAE je potřeba měřit atmosférický tlak, vlhkost a teplotu nasávaného vzduchu, v případě zkoušky vznětového motoru je potřeba navíc měřit teplotu paliva vstupujícího do motoru a znát hustotu při 15 °C a kinematickou viskozitu při 40 °C použitého paliva. Složení vzduchu se až na vlhkost nesmí nijak upravovat. V Tab. 8 jsou shrnuty standardní atmosférické podmínky a rozsahy podmínek při testu, pro které platí korekční součinitele [28].

Tab. 8 Referenční podmínky dle SAE J1349 [28]

Veličina	Standardní podmínky	Rozsah podmínek při testu
Tlak nasávaného vzduchu (absolutní)	100 kPa	–
Tlak suchého vzduchu (absolutní)	99 kPa	90 – 105 kPa
Teplota nasávaného vzduchu	25 °C	15 – 35 °C
Pro vznětové motory		
Hustota paliva při 15 °C	0,850 kg/l	0,840 – 0,860 kg/l
Kinematická viskozita paliva při 40 °C	2,6 mm ² /s	2,0 – 3,2 mm ² /s
Vstupní teplota paliva vznětových motorů	40 °C	39 – 41 °C nebo 37 – 43 °C pro sdružený vstříkovací systém (čerpadlo-tryska, UIS, PD)

5.1.4 DIN 70 020

Tato německá norma, stejně jako ČSN, nezahrnuje ve svém korekčním součiniteli vlhkost vzduchu, zahrnuje pouze teplotu a atmosférický tlak nasávaného vzduchu do motoru. Na rozdíl od norem zmíněných výše ale považuje za normální teplotu 20 °C a smluvní normální atmosférický tlak 101,325 kPa = 1 atm [27].

Referenční atmosférické podmínky [27]:

- Referenční teplota nasávaného vzduchu $T_0 = 293 \text{ K}$
- Referenční tlak nasávaného vzduchu $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$

5.1.5 JIS D 1001

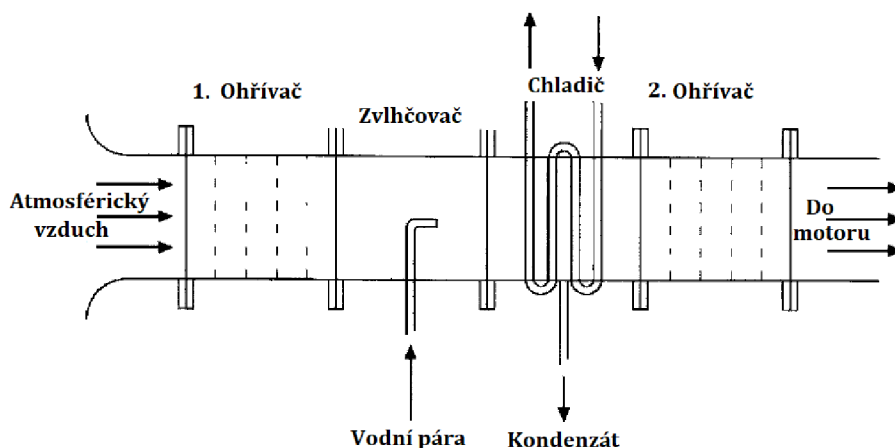
Japonská norma JIS definuje velice podobné atmosférické podmínky jako norma DIN s rozdílem, že její korekční součinitel započítává i vliv vlhkosti nasávaného vzduchu.

Referenční atmosférické podmínky [29]:

- Referenční teplota nasávaného vzduchu $T_0 = 293 \text{ K}$
- Referenční tlak nasávaného vzduchu $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$
- Referenční tlak vodní páry $p_{v0} = 1,3 \text{ kPa}$

5.2 SYSTÉM PRO KONTROLU TEPLoty A VLHKOSTI A TLAKU VZDUCHU

Vždy je nejlepší přiblížit se v průběhu měření standardním podmínkám, aby byly korekce co možno nejmenší a také protože platnost korekčních součinitelů je omezená na intervaly dle konkrétní normy. Používají se systémy pro kontrolu teploty a vlhkosti vzduchu. Takové zařízení bývají energeticky náročná a velmi drahá, jejich cena pak stoupá se zvětšujícím se rozsahem a přesností upravovaných parametrů vzduchu. Jak lze vidět na schématu (Obr. 28), systém se skládá z dvou ohřivačů, zvlhčovací jednotky a chladiče. První ohřivač slouží k ohřevu před vlhčením, protože studený vzduch není schopen pojmout tolik vlhkosti jako vzduch vyšší teploty. Druhý ohřivač slouží k ohřevu po snižování vlhkosti, která probíhá tak, že se vzduch ochladí pod teplotu rosného bodu a přebytečná vlhkost se odebere ve formě kondenzátu. Ohřev může být elektrický nebo pomocí horké vody. Ke zvlhčování se používá vodní pára či kapičky vody rozprášené injektorem. Chlazení je realizováno pomocí tepelného výměníku, ve kterém proudí studená voda. Je důležité, aby se v systému neusazoval kondenzát, který by následně způsobil korozi [4].



Obr. 28 Systém pro kontrolu teploty a vlhkosti vzduchu [4]

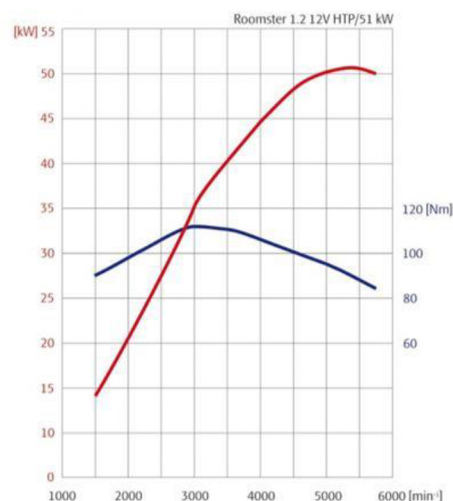
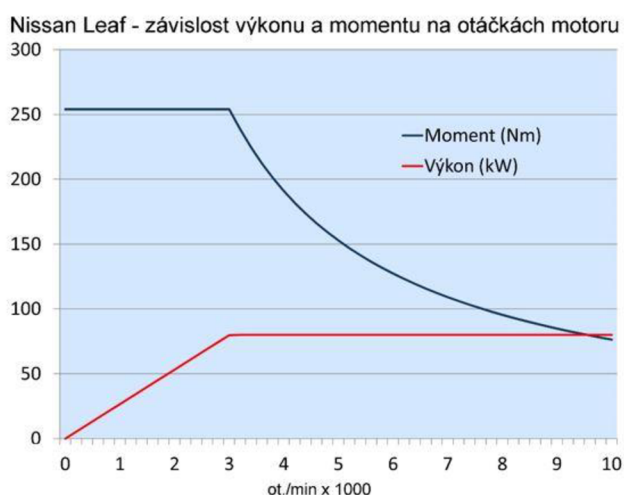
Používají se také zařízení udržující tlak na zvolené hodnotě, tyto přístroje však pracují s velmi pomalou odezvou na regulaci např. i 30 s. Nejlepší z nich jsou schopné stabilizovat tlak do doby 2 s. Je potřeba ale mít přívodní potrubí s dostatečnou světlostí, aby nedocházelo k náhlým poklesům tlaku při zvýšení otáček motoru [4].

ZÁVĚR

V práci bylo zpracováno téma měření výkonu spalovacího motoru na válcovém dynamometru. Byly shrnuty výhody a nevýhody jednotlivých dynamometrů a bylo tím ukázáno, že musíme při výběru konkrétního dynamometru uvážit mnoho parametrů, které jej popisují a zamyslet se, který dynamometr je pro naši aplikaci nejvhodnější. Především musíme vzít v potaz, jaké energetické zdroje pro maření energie máme k dispozici, tedy zda budeme schopni zajistit řádné napájení a chlazení daného dynamometru. Je potřeba uvážit pořizovací cenu a náklady na údržbu, nároky na zástavbový prostor a přesnost měření, také je nutné, aby se vnější otáčková charakteristika měřeného motoru nacházela uvnitř plochy brzdného pole dynamometru. V dnešní době jsou nejrozšířenější elektromagnetické vířivé dynamometry, hydraulické dynamometry a aktivní elektrické dynamometry. Ty se také používají pro připojení k válci válcového dynamometru.

Hlavním důvodem pro měření výkonu spalovacího motoru na válcovém dynamometru je jednoduchá příprava měření a fakt, že vozidlo měříme jako celek, tedy nevznikají problémy s nastartováním motoru z důvodu chybějícího signálu některých prvků vozidla, jako jsou airbagy, čidla převodovky, informace o sešlápnutí pedálů a jiné, jak tomu může být na motorovém dynamometru. Právě proto jsem toho názoru, že význam zkoušení vozidel na válcovém dynamometru stále poroste, protože vozidla obsahují stále více inteligentních systémů.

Největší slabinou válcového dynamometru je prokluz pneumatik, proto se zdá, že se bude věnovat velká pozornost vývoji nových povrchů měřících válců, které by tak mohly být schopné přenést i vysoké kroutící momenty mezi pneumatikou a válcem. Ještě větší význam to bude mít v budoucím zkoušení vozidel s elektrickými motory, které mají již při nulových otáčkách maximální kroutící moment (Obr. 29) a zde tak vysoké riziko prokluzu pneumatik na válcích. I když vkládám vysoké naděje do vývoje nových povrchů, přikláním se spíše k variantě měření výkonu elektromobilů na nábojových dynamometrických zařízeních.



Obr. 29 Porovnání vnějších otáčkových charakteristik elektromobilu (vlevo) a spalovacího motoru (vpravo)[40]; červená – výkon; modrá – kroutící moment

Měření výkonu jsou však ovlivňovány ztrátami, které je nutno určovat a vnášit tak nepřesnost do měření. Velikost valivého odporu na válcovém dynamometru se poslední dobou podařilo

snížit použitím měřících válců větších průměrů, takové válce jsou však daleko nákladnější na výrobu kvůli většímu množství potřebného materiálu a také kvůli obtížnějšímu vyvažování větších válců, kde i malá nepřesnost může mít velký dopad. Také při použití jednoho velkého válce na kolo je daleko obtížnější vozidlo zajistit proti pohybu než při použití dvou malých válců na kolo. Další nepřesnost zde vnáší atmosférické podmínky, protože kvalita vzduchu hraje hlavní úlohu při spalování paliva v motoru, je tedy potřeba, vždy se ujistit, za jakých podmínek je daný výkon naměřen a zda je pomocí korekčního součinitele přepočítán na určité referenční podmínky.

Jakékoliv zkoušky na válcovém dynamometru mají v budoucnu velký potenciál. Můžeme si být téměř jisti, že pro homologační emisní měření se bude využívat i nadále. Obecně obliba válcových zkušeben roste. Dle mého názoru se budou v budoucnu prosazovat 4×4 válcové zkušebny využívající aktivní dynamometr pro každé hnané kolo zvlášť, z důvodu simulace skutečné jízdy, aby neměly řídicí systémy vozidla důvod omezovat výkon motoru přenášený na kola a nenarušovaly tak průběh zkoušky. Jsem také přesvědčen, že budou vznikat regulační systémy, které budou velice dobře řídit zkoušku, aby k omezení výkonu přenášeného na kola v průběhu měření nedocházelo. Tyto nezávislé dynamometry pro každé měřené kolo zvlášť by mohly být také potřebné v případě testování elektromobilů, které mívají samostatný elektromotor pro každé poháněné kolo. Zda to tak bude je ale hlavně otázka vývoje cen těchto zařízení.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] ATKINS, Richard D. *An introduction to engine testing and development*. I. Title. Warrendale, Pa.: SAE International, c2009. ISBN 978-0-7680-2099-1.
- [2] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [3] Pronyscher Zaum. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-02-28]. Dostupné z: https://de.wikipedia.org/w/index.php?title=Pronyscher_Zaum&oldid=185973094
- [4] MARTYR, Anthony a M. A. PLINT. *Engine testing: theory and practice*. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2007. ISBN 978-0-7506-8439-2.
- [5] SUKOVATÝ, A. Vliv frekvenčního měniče na životnost ložisek a jejich poškození. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Nahodil.
- [6] CHMELÍK, Karel a Jaroslav SOJKA. Ložiskové proudy a jejich degradační působení. In: *ELEKTRO: časopis pro elektrotechniku* [online]. 2003, (08/2003) [cit. 2020-05-17]. ISSN 1210-0889. Dostupné z: <http://www.odbornecasopisy.cz/elektro/casopis/tema/loziskove-proudy-a-jejich-degradacni-pusobeni--14367>
- [7] Dynamometer: Introduction and Types – Mighty Mech. *Mighty Mech – A tool for mechanical Engineering Student* [online]. 2018 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <http://mightymech.rf.gd/2018/11/13/dynamometer-introduction-and-types/?i=1>
- [8] Froude-history-banner.jpg. In: *Froude Dynamometer Test Systems, Controllers and Data Acquisition* [online]. c2020 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://froudedyno.com/images/2018/06/14/froude-history-banner.jpg>
- [9] Image.png. In: *Eddy Current Dynamometer – TechnoMech – Test Equipment Manufacturers in India* [online]. Pune, 2019 [cit. 2020-05-26]. Dostupné z: <https://eddycurrentdynamometer.files.wordpress.com/2019/04/image.png>
- [10] Pronijeva kočnica. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-05-28]. Dostupné z: https://hr.wikipedia.org/wiki/Pronijeva_ko%C4%8Dnica
- [11] ČECH, Radim a Petr TOMČÍK. Measurement of combustion engine power characteristics, correction factors. *Sborník vědeckých prací Vysoké školy báňské - Technické univerzity Ostrava. Řada strojní* [online]. 2010, **56**(1), 31-39 [cit. 2020-06-03]. ISSN 1210-0471. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/83461>
- [12] *Rototest* [online]. Rönninge, c2019 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://rototest.com/>
- [13] Automotive Test Solutions | ROTOTEST microsite | TOYOTech. In: *TOYOTech* [online]. c2019 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: https://toyotechus.com/automotive_measurement/rototest-microsite/

- [14] Pružnosť motora. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: https://sk.wikipedia.org/wiki/Pru%C5%BEnos%C5%A5_motora
- [15] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [16] Chassis car dyno for sale - car dynamometer machine for cars. *DYNOMAX: Chassis dynamometer from 29900 € - chassis dyno machine production for sale, dyno rolling road developments, price* [online]. c2005-2020 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://dynamax.ee/product-category/chassis-car-dyno/>
- [17] *SF-250A CYCLEDYN CHASSIS DYNAMOMETER - Power Test, Inc.* [online]. [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://powertestdyno.com/product/sf-250a-powersports-dynamometer/>
- [18] Chassis dynamometer system. *DYNO mite Dynamometer* [online]. Concord: <https://www.dynomitedynamometer.com/>, USA, 2020 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.dynomitedynamometer.com/chassis-dyno/chassis-dyno.htm>
- [19] AVL: Vozidlové zkušebny. *AVL* [online]. c2005 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <http://www.avlcechy.cz/list-zkusebny.html>
- [20] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN 978-80-254-1805-5.
- [21] Motocomtest: Principy měření pro pokročilejší. *Motocomtest* [online]. c2004 [cit. 2020-06-10]. Dostupné z: <http://www.motocom.cz/mereni2.htm>
- [22] Truck Chassis Dynamometer systems. *DYNO mite Dynamometer* [online]. Concord: <https://www.dynomitedynamometer.com/>, USA, 2020 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.dynomitedynamometer.com/truck-chassis-dyno/truck-chassis-dyno.htm>
- [23] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Charakteristiky spalovacích motorů a jejich měření*. Brno, 29. 10. 2019.
- [24] ISO 1585. *Road Vehicles, Engine Test Code, Net Power*. Geneva: International Organization for Standardization, 1992
- [25] ISO - ISO 1585 Road vehicles — Engine test code — Net power. In: *ISO - International Organization for Standardization* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.iso.org/standard/70078.html>
- [26] ČSN 30 2008. *Motory automobilové zkoušky na brzdovém stanovišti*. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1980
- [27] DIN 70020. *Automotive Engineering, Maximum Speed, Acceleration and Other Terms, Definitions and Tests*. Berlin: Deutsches Institut für Normung, 1986
- [28] SAE J 1349, *Engine Power Test Code – Spark Ignition and Compression Ignition – Net Power Rating*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2004

- [29] JIS D 1001, *Road Vehicles – Engine Power Test Code*. Tokyo: Japanese Standards Association, 1993.
- [30] KILLEDAR, Jyotindra S. *Dynamometer: Theory and Application to Engine Testing*. USA: Xlibris Corporation, c2012. ISBN 978-1-4771-2007-1.
- [31] Powertrain-and-Emissions-Powertrain.jpg. In: *World-class Vehicle Engineering, Test and Development - HORIBA MIRA* [online]. Nuneaton, c2020 [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://www.horiba-mira.com/powertrain-and-emissions/wp-content/uploads/sites/18/2019/03/Powertrain-and-Emissions-Powertrain.jpg>
- [32] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpruženost, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [33]auta s aktuálně nejnižším odporem vzduchu: vítěze uhádnete jen stěží Vůz s nejnižším koeficientem odporu vzduchu v současné nabídce kupodivu není ani hybrid, ani elektromobil. A víte, co je to „aerodynamika letící cihly“?. *Autoforum.cz* [online]. Praha, c1996-2020 [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/zajimavosti/auta-s-aktualne-nejnizsim-odporem-vzduchu-viteze-uhadnete-jen-stezi/>
- [34] ŠTĚTINA, Josef. *Teorie spalovacích motorů: Moment, výkon, účinnost*. Brno, 22. 10. 2018.
- [35] Měrná spotřeba paliva. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/M%C4%9Brn%C3%A1_spot%C5%99eba_paliva
- [36] EUR-Lex - 32014R0134 - CS - EUR-Lex. In: *Právo EU - EUR-Lex* [online]. [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?uri=celex%3A32014R0134>
- [37] AVL Zöllner: *Fahrzeugrollenprüfstand*. München: Süddeutscher Verlag onpact GmbH, c2011.
- [38] Chassis Dynamometer Tire to Roll Slippage Power Loss. *DYNO-mite Dynamometer: Chassis Dyno & Engine Dynamometer* [online]. USA, 2020 [cit. 2020-06-25]. Dostupné z: https://www.dynomitedynamometer.com/dyno-tech-talk/tire_slippage.htm
- [39] Chassis dynamometer system. *MEIDENSHA CORPORATION* [online]. [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: https://www.meidensha.com/products/automobile/prod_01/prod_01_02/prod_01_02_03/index.html
- [40] Výkon vs. točivý moment konečně srozumitelně: tak o co jde především? *AUTOforum.cz* [online]. Praha, c1996-2020 [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/vykon-vs-tocivy-moment-konecne-srozumitelne-tak-o-co-jde-predevsim/?4>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[J]	Práce
a_x	[m·s ⁻²]	Zrychlení vozidla
c_x	[-]	Součinitel odporu vzduchu
D	[m]	Průměr bubnu
d	[m]	Průměr hřídele
e	[m]	Rameno valivého odporu
e_c	[-]	Celková pružnost
e_m	[-]	Momentová pružnost
e_n	[-]	Otáčková pružnost
f	[-]	Součinitel valivého odporu
F	[N]	Síla
F_k	[N]	Hnací síla
F_T	[N]	Třecí síla
F_x	[N]	Valivý odpor při kontaktu s rovnou vozovkou
F_{xr}	[N]	Valivý odpor při kontaktu s válcem
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
G	[N]	Tíhová síla působící na vozidlo
h	[m]	Vystoupaná výška
H_u	[MJ·kg ⁻¹]	Výhřevnost paliva
i	[-]	Počet válců motoru
I	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti
i_c	[-]	Celkový převodový poměr
I_p	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti přídavného setrvačnicku
i_r	[-]	Převodový poměr rozvodovky
J	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kola
J_m	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti rotujících částí motoru
J_p	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti převodového ústrojí
k	[-]	Počet otáček trvání jednoho cyklu
l	[m]	Vzdálenost středu rotace hřídele od místa závěsu závaží
L	[m]	Vodorovná vzdálenost
m	[kg]	Hmotnost vozidla
M_f	[N·m]	Moment nutný k překonání valivého odporu

M_K	[N·m]	Krouticí moment
M_k	[N·m]	Moment přenášený na kolo
M_{Km}	[N·m]	Naměřený krouticí moment
M_{Ko}	[N·m]	Korigovaný krouticí moment
M_{max}	[N·m]	Maximální krouticí moment
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	Měrná efektivní spotřeba paliva
M_{ph}	[kg·h ⁻¹]	Hodinová spotřeba paliva
m_{pi}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	Měrná indikovaná spotřeba paliva
M_{Pmax}	[N·m]	Krouticí moment při maximálním výkonu motoru
M_v	[N·m]	Krouticí moment zahrnující odpor vzduchu a tření v ložiskách
n	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
n_k	[-]	Počet kol vozidla
n_{Mmax}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při maximálním krouticím momentu
n_{Pmax}	[min ⁻¹]	Otáčky motoru při maximálním výkonu
O_f	[N]	Valivý odpor
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_t	[N]	Odpor tření
O_v	[N]	Odpor vzduchu
O_z	[N]	Odpor zrychlení
P	[W]	Výkon
p_0	[kPa]	Referenční tlak nasávaného vzduchu
p_d	[kPa]	Parciální tlak suchého vzduchu
P_e	[W]	Efektivní výkon
p_e	[Pa]	Střední efektivní tlak
P_i	[W]	Indikovaný výkon
p_i	[Pa]	Střední indikovaný tlak
P_k	[W]	Hnací výkon
P_m	[kW]	Naměřený výkon
P_o	[kW]	Korigovaný výkon
p_{v0}	[kPa]	Referenční tlak vodní páry
r_d	[m]	Skutečný poloměr kola
r_k	[m]	Valivý poloměr kola
r_v	[m]	Poloměr válce

S	[N]	Síla působící na siloměr
s	[m]	Dráha
S_x	[m ²]	Čelní plocha vozidla
s_a	[-]	Stoupání
T	[K]	Teplota nasávaného vzduchu
T_0	[K]	Referenční teplota nasávaného vzduchu
v	[m·s ⁻¹]	Rychlost
v_o	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost
V_s	[m ³]	Zdvihový objem
v_x	[m·s ⁻¹]	Rychlost vozidla
W	[N]	Tíhová síla působící na závaží
Z	[N]	Reakční síla vozovky
α	[-]	Korekční součinitel
α_{ISO}	[-]	Korekční součinitel dle ISO 1585
α_s	[°]	Úhel stoupání
ε	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení
ε_p	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení s přidavným setrvačником
η	[-]	Mechanická účinnost převodového ústrojí
η_c	[-]	Celková účinnost
η_i	[-]	Indikovaná účinnost
η_m	[-]	Mechanická účinnost
ϑ	[-]	Součinitel vlivu rotačních součástí
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota vzduchu
τ	[s]	Čas
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost