doi：10.3969/j.issn.1002－0268.2018.06.018

基于达标法的柴油车辆动力性台架检测方法

刘元鹏，仝晓平
（交通运输部公路科学研究院，北京 100088）

摘要：为解决汽车驱动轮输出功率动力性检测方式的不足，采用发动机功率达标法的原理，使用汽车底盘测功机，通过功率吸收装置加载检测驱动轮轮边稳定车速，并与发动机额定功率车速相比较，可有效评价营运车辆的动力性衰退程度。以柴油车辆为例，研究分析了汽车底盘测功系统的加载力、驱动力、系统阻力及计算模型，提出了额定功率车速与驱动轮轮边稳定车速的检测方法。通过设定不同达标功率值试验误差分析，符合功率达标法的检测原理，检测数据的重复性好，恒力控制精度高，动力性评价准确，适用车型范围广。研究表明，采用达标法在额定功率点检测动力性，通过调速特性快速、准确确定所检车辆的实际额定功率车速，既保证了车辆驱动轮的动力性，也兼顾了发动机的动力性，可动态设置不同的功率比值系数，进行整车动力性技术等级评定等检测。检测过程采用恒力控制，所需车辆技术参数少，发动机能自动适应恒力控制，实现了定量控制，提高了测功系统惯量对底盘测功机加载的响应性能，使发动机动力与系统阻力快速达到平衡的稳定车速，减小测功系统动态惯性误差，提高了测试精度。

关键词：汽车工程；驱动轮轮边稳定车速；额定功率车速；柴油车辆；底盘测功系统，加载力
中图分类号：U467.1+2 **文献标识码**：A **文章编号**：1002－0268（2018）06－0131－06

A Bench Detection Method for Dynamic Performance of Diesel Vehicle Based on Principle of Engine Power Standard

LIU Yuan-peng, TONG Xiao-ping
(Research Institute of Highway, Ministry of Transport, Beijing 100088, China)

Abstract: To solve the problem of detecting the driving wheel output power dynamic performance, based on the principle of engine power standard, the power absorption device, which is a part of automobile chassis dynamometer system, is used for loading to detect the driving wheel steady speed, which is compared with the rated power speed, the degree of dynamic recession could be evaluated effectively. Taking the diesel vehicle for example, the loading force, driving force, system resistance and calculation model of the automobile chassis dynamometer system are analyzed, and the method for detecting the rated power speed and driving wheel steady speed is presented. The error analysis is executed by setting different standard power valued. The result agrees well with the principle of engine power standard, showing a good repeatability of detection data, the high precision of the control of constant power, the good accuracy of dynamic performance, and the wide range of suitable vehicle types. The result shows that (1) by using the methods, including testing the dynamic performance of the rated power point by the principle of engine power standard and quick and accurate determination of the actual rated power speed of the inspected vehicle through the governing characteristics, the dynamic performance of the driving wheel and the dynamic performance of the engine can be guaranteed, and the different power ratio coefficients can be set dynamically in the detection for technical grade evaluation. The detection process uses constant force control, the required vehicle technical parameters

收稿日期：2017－02－21
基金项目：国家道路交通安全科技行动计划项目（2009BAG13A04）
作者简介：刘元鹏（1963－），男，吉林柳河人，高级工程师.（yp.liu@rioh.cn）

are few, the engine can automatically adapt to constant force control, which can realize the quantitative control, improve the response of the power-measuring system inertia to the loading on the chassis dynamometer, get the stable speed that rapidly makes the balance between the engine power and the system resistance, reduce the dynamic inertia error of the dynamometer system and improve the test accuracy.

Key words: automobile engineering; driving wheel steady speed; rated power speed; diesel vehicle; chassis dynamometer system; loading force

0 引言

汽车的动力性直接影响汽车运输效率，动力性衰退是汽车技术状况变差的主要征兆，因此，营运车辆（主要以柴油发动机为主）的动力性是综合性能检测的重要项目之一。传统方法是采用汽车底盘测功机台架检测“驱动轮输出功率”的指标来评价，但在实际应用中由于测试车速偏差较大，易造成动力性检测结果的误判；发动机处于满负荷运行和台架过加载工况下检测，车辆驱动轮与滚筒表面会产生较大的滑移，难以准确评价汽车动力性，也易损坏车辆，带来安全隐患；检测过程中，满负荷过加载检测时间长，会加剧功率吸收装置（电涡流机）的热衰减，甚至无法正常连续检测。

为解决上述动力性检测方式的不足，本研究提出了动力性检测的功率达标法，即比较在用车辆自身的实际动力性与额定动力性，用其衰退允许值的稳定车速来评价车辆动力性的技术状况。适用于汽车综合性能检测站对营运车辆的动力性评价。

1 检测原理

1.1 驱动轮轮边稳定车速

基于达标法的汽车动力性台架检测是依据汽车发动机动力性衰退的允许限值（达标功率），使用汽车底盘测功机，以“驱动轮轮边稳定车速（km/h）”为检测计量参数，达到并超过该限值，动力性即合格，否则，动力性不合格。

对柴油发动机车辆，标明功率为额定功率时：

$$P \geqslant \eta P_e, \tag{1}$$

式中，P 为发动机实际功率；η 为功率达标系数，P_e 为发动机额定功率。

式（1）中，ηP_e 即为达标功率，其换算在对应车辆变速器档位的汽车底盘测功机台架滚筒轮边车速和驱动轮当量驱动力满足式（2）：

$$\eta P_e = V_e \times F_e / 3\,600, \tag{2}$$

式中，V_e 为发动机额定功率转速下对应的轮边车速，即额定功率车速；F_e 为额定功率车速（V_e）点，发动机达标功率换算在驱动轮表面的当量驱动力。

在驱动轮的当量驱动力与测试系统当量阻力相平衡时，通过底盘测功机加载检测到驱动轮轮边稳定车速（V_w，km/h），即在额定功率工况下的驱动轮轮边稳定线速度。当 $V_w \geqslant V_e$ 时，实测功率 $\geqslant \eta P_e$，汽车动力性达标。当 $V_w < V_e$ 时，实测功率 $< \eta P_e$，动力性不达标。

综上所述，基于达标法的汽车动力性台架检测以“驱动轮轮边稳定车速（V_w）”指标进行评价。

1.2 当量驱动力与加载力模型

达标法的汽车动力性台架检测存在许多相关力。其中，有些力作用在被测车辆的驱动轮上，而有些力则作用在发动机上，为便于车轮驱动力与系统阻力的平衡计算，将发动机驱动力与系统各阻力统一换算在驱动轮表面，分别定义为发动机当量驱动力和相应当量阻力。

底盘测功机加载检测驱动轮轮边稳定车速（V_w）时，车辆驱动轮表面上的驱动力与检测系统的阻力应达到力平衡[1]，即：

$$F_e = F_s + F_E, \tag{3}$$

$$F_s = F_c + F_{tc} + F_f + F_t, \tag{4}$$

$$F_e = F_c + F_{tc} + F_f + F_t + F_E, \tag{5}$$

式中，F_e 为额定功率车速（V_e）点，检测环境下发动机达标功率换算在驱动轮表面的当量驱动力；F_s 为车辆在测功机台架上空转的系统阻力（包括传动系允许阻力、测功机台架内阻、车轮滚动阻力以及发动机附件阻力）；F_E 为检测环境下功率吸收装置在滚筒表面上的加载力；F_c 为驱动轮车轮滚动阻力；F_{tc} 为底盘测功机台架内阻；F_f 为额定功率车速（V_e）点，发动机附件消耗功率换算在驱动轮上的阻力；F_t 为车辆传动系允许阻力。

研究表明，台架检测柴油车辆的“速度—当量驱动力”曲线如图1所示[2]。图1中，表明同一车辆的发动机，功率达标系数 η 分别为0.9，0.75和0.7时，即达标功率在 $0.9P_e$，$0.75P_e$ 和 $0.7P_e$ 时的“速度—当量驱动力”关系，e 点为发动机额定功率（P_e）点，f_e 为与达标功率的驱动轮表面当量驱动力

（F_e）等值的检测系统负荷阻力，在相应挡位下发动机额定转速对应的轮边车速（V_e）相同时，当量驱动力则不同。

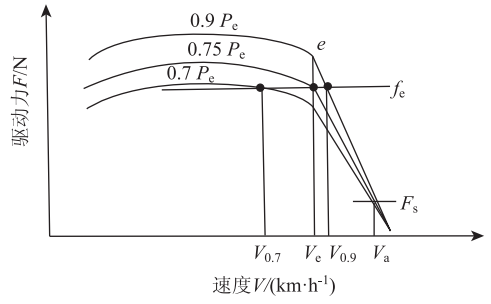

图 1　速度－当量驱动力关系曲线图

Fig. 1　Curves of relation between speed and equivalent driving force

被测车辆在测功机台架上空转的系统阻力（F_s）与“速度—当量驱动力”曲线的交点车速（V_a），为功率吸收装置未加载时，车辆在合适档位的全油门最高稳定车速。

《机动车运行安全技术条件》（GB 7258—2012）中规定：发动机实际功率应大于等于标牌（产品公告参数或产品使用说明书）标明的发动机功率的 75%[3]，即 $\eta = 0.75$ 时：

（1）当实际功率等于 $0.75P_e$ 时，f_e 线与 $0.75P_e$ 的当量驱动力曲线相交于 e 点，相交点的车速为 V_e，实测功率等于 $V_e \times F_e/3\ 600$。

（2）当实际功率为 $0.9P_e$ 大于 $0.75P_e$ 时，f_e 线与 $0.9P_e$ 的当量驱动力曲线相交点的车速 $V_{0.9}$ 大于 V_e，F_e 不变，车速增大，实测功率大于 $0.75P_e$，动力性合格。

（3）当实际功率为 $0.7P_e$ 小于 $0.75P_e$ 时，f_e 线与 $0.7P_e$ 的当量驱动力曲线相交在外特性曲线上，相交点车速 $V_{0.7}$ 小于 V_e，F_e 不变，但车速减小，实测功率小于 $0.75P_e$，动力性不合格。

（4）当实际功率再减小，f_e 线与当量驱动力曲线没有相交点，即柴油机最大当量驱动力小于 f_e，无法稳定车速保持，甚至发动机出现熄火，动力性不合格。

1.3　柴油机稳定调速率与额定功率车速

达标法的汽车动力性台架检测，其核心是确定额定功率车速，与柴油机的调速特性紧密相关。

稳定调速率（或标定调速率）是往复式柴油机的重要特性。稳定调速率是指柴油发动机在最大油门工况下，最高空转转速和额定转速之差与额定转速的百分比，即：

$$\delta = (n_0 - n_e)/n_e, \tag{6}$$

式中，δ 为稳定调速率；n_0 为柴油机最高空转转速；n_e 为柴油机额定功率转速。

研究统计表明[4-5]：机械调速车用柴油机，δ 一般在 8% ~10% 范围；车用高压共轨等电控柴油机，$\delta < 10\%$，一般情况下其最高空转转速高于额定功率转速 8% 左右；轻型柴油机略高，δ 在 10% 左右。相对于机械调速车用柴油机，电控柴油机调速性能更为可靠、稳定。

若将 δ 为 10% 来计算，设 V_a 为 n_0 对应的车速，V_e 为 n_e 对应的车速，则：

$$\delta = (V_a - V_e)/V_e = 10\%, \tag{7}$$

$$V_e = V_a/1.1 = 0.91V_a。 \tag{8}$$

考虑到：少数轻型柴油车、进口车型的柴油机稳定调速率接近或略大于 10%；在用车辆的机械调速器弹性元件刚度变化、加载检测时驱动轮滑移时的车速损失以及机械调速器在作用临界点的稳定性。经对目前我国车用柴油机调速精度性能等级（M）、车用柴油喷油泵的技术参数及电控单体泵参数（δ）统计研究，额定功率车速为：

$$V_e = 0.86 \times V_a, \tag{9}$$

式中，V_e 为额定功率车速；V_a 为台架空载全油门最高稳定车速。0.86 倍的取值系数兼顾了机械调速柴油机相对偏大的稳定调速率和电控柴油机相对偏小的最高稳定转速与标定转速差，具有较好的通用性，试验结果误差可控制在 2% ~4% 范围。

2　检测方法

2.1　检测用底盘测功机的技术要求

用于达标法动力性检验的底盘测功机除满足 JT/T 445—2008《汽车底盘测功机》行业标准外，还应符合以下要求[6-7]：

（1）对并装双驱动轴车辆的动力性检测时，底盘测功机应使用“三轴六滚筒”结构型式。

（2）底盘测功机应能根据检测环境温度、湿度、大气压等参数计算功率校正系数，且能根据登录车辆参数和信息，计算功率吸收装置的加载力并进行恒力加载。

（3）底盘测功机的静态力示值误差为 ±1.0%，恒力控制误差为 ±20 N，车速示值误差为 ±0.2 km/h 或 ±1.0%。

（4）标注底盘测功机台架转动件的基本惯量。

2.2　检测额定功率车速（V_e）

在底盘测功机不加载的条件下，起动被检车辆，

逐步加速，选择直接档测取全油门的最高稳定车速（V_a），并按式（9）计算额定功率车速（V_e）。当最高稳定车速大于95 km/h（对于限定速度的危险货物运输车辆，其最高稳定车速大于80 km/h）时，应降低一个档位，并重新测取该档位的最高稳定车速。

2.3 检测驱动轮轮边稳定车速（V_w）

检测驱动轮轮边稳定车速应在加载检测环境下进行，通过底盘测功机功率吸收装置进行恒力加载。

2.3.1 加载力（F_E）的计算

在加载检测环境下的功率吸收装置加载力（F_E），按式（5）换算为式（10）计算：

$$F_E = F_e - F_c - F_{tc} - F_f - F_t。 \quad (10)$$

（1）驱动轮表面的当量驱动力（F_e）的计算

在检测状态下被检车辆及测功机系统阻力平衡后，驱动车轮达到稳定车速，在额定功率车速（V_e）下，F_e 按式（11）计算：

$$F_e = \frac{3\,600 \times \eta \times P_e}{\alpha_d \times V_e}, \quad (11)$$

式中，P_e 为发动机额定功率；η 为功率达标系数，动力性达标检验时，$\eta = 0.75$；α_d 为柴油发动机功率校正系数。发动机达标功率是标准环境状态下的功率，要把其换算成检测环境状态下的驱动力，使发动机当量驱动力在检测环境状态下与系统各阻力平衡，故需除以功率校正系数 α_d。

（2）驱动轮车轮滚动阻力（F_c）的计算[8]

汽车动力性台架检测时，被测车辆驱动轮与测功机滚筒间存在滚动阻力，该力作用在驱动轮表面上，检测速度不超过95 km/h，属于低速范围。每一个车速点的滚动阻力与驱动轴轴重成正比，F_c 按下式（12）计算：

$$F_c = f_c \times G_R \times g, \quad (12)$$

式中，f_c 为台架滚动阻力系数，额定功率车速（V_e）大于等于70 km/h时，f_c 取 $2f$；V_e 小于70 km/h时，f_c 取 $1.5f$。f 是汽车在水平硬路面上行驶的滚动阻力系数，子午线轮胎 f 取0.006，斜交轮胎 f 取0.010；G_R 为驱动轴空载质量；g 为重力加速度，取 $g = 9.81\ m/s^2$。

（3）底盘测功机台架内阻（F_{tc}）的计算

底盘测功机台架内阻（F_{tc}）主要由风冷式电涡流机风阻、轴承阻力以及加工制造和装配误差产生的阻力构成，作用在驱动轮表面上。由于三轴六滚筒式测功机的轴承数和电涡流机装备数量多于两轴四滚筒式测功机，故三轴六滚筒式测功机台架内阻相对较大。经试验研究，对于二轴四滚筒式台架内阻（F_{tc}）推荐值为130 N；对于三轴六滚筒式台架内阻（F_{tc}）推荐值为160 N。若测功机具有反拖装置时，也可采用反拖法定期测量测功机在80 km/h时的台架内阻。

（4）发动机附件消耗阻力（F_f）的计算

发动机的附件阻力不仅包含了其自身附件阻力，也包含了排气制动阀、制动用的压气泵、空调用的冷气泵、动力转向用的液压泵等车辆附件阻力，并作用在发动机上。研究表明，发动机和车辆附件共消耗发动机额定功率约为10%，其中发动机净功率试验比总功率试验多带的附件消耗发动机额定功率约为4%，车辆附件所消耗发动机额定功率约为6%。

据此，在额定功率车速（V_e）下，发动机附件消耗换算在驱动轮上的阻力（F_f）按下式（13）计算：

$$F_f = \frac{3\,600 \times f_p \times P_e}{V_e}, \quad (13)$$

式中，f_p 为额定功率车速（V_e）点，发动机附件消耗功率系数。当发动机铭牌（或说明书）功率参数以额定功率表征时，f_p 取0.1，以最大净功率表征时，f_p 取0。

（5）车辆传动系允许阻力（F_t）的计算[9-10]

基于达标法的汽车动力性台架检测时，影响评价结果的因素除发动机动力性外，还包括传动系的技术状况。当汽车传动系的技术状况下降，实际阻力增大后，要求更高的发动机动力性，因此，规定传动系允许阻力有利于在保证发动机动力性的同时，也保证车辆驱动轮的动力性。

研究表明：汽车传动系一对圆柱齿轮副的传动效率约为0.98，当变速器具有6个（含6个）以下前进档位时，传动效率约为0.95，当变速器具有超过6个以上前进档位时（通常有辅助变速器），传动效率约为0.90，万向节和传动轴的传动效率约为0.98，单级主减速器的传动效率约为0.96，双级主减速器的传动效率约为0.92。由于动力性检测规定为直接档，没有通过齿轮传动的变速器传动效率最高约为0.97。

一般变速器与主减速器的匹配有4种：少档变速器配单级主减速器，多档变速器配单级主减速器，少档变速器配双级主减速器，多档变速器配双级主减速器，总质量小于20 t的车辆通常按第1种匹配，通常第2，3种匹配可以满足第4种的匹配要求，第4种匹配的车辆较少。按少档变速器直接档、双级主

减速器（约等于多档变速器直接档、单级主减速器）来计算车辆传动系效率 η_T 为：$\eta_T = 0.97 \times 0.98 \times 0.92 = 0.874\ 6$；传动系阻力系数（$1-\eta_T$）$= 1 - 0.874\ 6 \approx 0.13$，考虑到允许在用车传动系技术状况的下降，故设定（$1-\eta_T$）$\approx 0.18$。

因此，车辆传动系允许阻力（F_t）换算到驱动轮表面上，按下式（14）计算：

$$F_t = 0.18 \times (F_e - F_f)。\tag{14}$$

2.3.2　柴油发动机功率校正系数（α_d）的计算

一般情况下，汽车发动机铭牌标明的功率是在标准环境状态的标定功率，即：

大气压 $p_0 = 100$ kPa；相对湿度 $\varphi_0 = 30\%$；环境温度 $T_0 = 298$ K（25 ℃）；干空气压 $p_{S0} = 99$ kPa。

汽车在使用条件下，发动机功率会随环境状态的大气压、温度、湿度的不同而发生改变，动力性检测需要根据检测环境条件对检测结果进行标准环境状态下的功率校正。

柴油机校正系数 α_d 按下式（15）计算[11]：

$$\alpha_d = (f_a)^{f_m},\tag{15}$$

式中，f_a 为大气因子；f_m 为发动机因子，为发动机型式和调整的特性参数。

（1）大气因子 f_a

式（15）中，大气因子 f_a 按下式（16）计算：

$$f_a = (p_{S0}/p_s) \times (T/T_0)^{0.7},\tag{16}$$

式中，T 为检测时环境温度；p_s 为检测时干空气压；按式（17）计算：

$$p_s = p - \varphi \times p_{sw},\tag{17}$$

式中，p 为检测时环境状态下的大气压；φ 为检测时环境状态下的相对湿度；p_{sw} 为现场环境状态下的饱和蒸气压。

（2）发动机因子 f_m

式（15）中，发动机因子 f_m 按下式（18）计算：

$$f_m = 0.036 q_c - 1.14,\tag{18}$$

式中，q_c 为校正的比排量循环供油量；按式（19）计算：

$$q_c = q/r,\tag{19}$$

式中，q 为比排量循环供油量；r 为增压比，压缩机出口和压缩机进口的压力比（自然吸气式发动机 $r = 1$）；试验研究表明，在 q_c 值低于 40 mg/（L·循环）时，f_m 取值为 0.3；在 q_c 值高于 65 mg/（L·循环）时，f_m 取值 1.2。

2.3.3　数据采集及处理

在加载检测环境下，底盘测功机逐步进行恒力加载至 F_E（±20 N）范围内并稳定 3 s 后，开始采集测取被检车辆速度值，在 3 s 内的车速值变化不超过 ±0.5 km/h 时，该车速即为驱动轮轮边稳定车速 V_w。当 V_w 大于等于 V_e 时，动力性检测达标，即合格；当 V_w 小于 V_e 时，动力性检测不达标，即不合格。

检测结束后存储以下被检车辆相关参数及中间数据：

包括 η，P_e，V_e，V_w，F_e，F_E，F_{tc}，F_c，F_f，F，α_d 以及环境温度、相对湿度、大气压力，作为车辆检测档案（电子档案）的内容。

3　不同功率达标系数（η）试验结果

选择某柴油车型进行了试验，发动机额定功率转速为 2 800 r/min。试验环境温度 21 ℃，湿度 69.0%，大气压 100.6 kPa，$\alpha_d = 1.00$，测量最高稳定车速（V_a）后，计算得到额定功率车速（V_e）；计算车辆和台架的各阻力，设定电涡流机加载力（F_E），分别使用 3 档和 4 档（直接档），功率达标系数（η）分别取 0.75，0.80，0.85 各 5 次，在恒力控制工况下测量车辆最大油门稳定车速（V_w）。试验数据见表 1。

根据表 1 检测结果，可得出：

（1）检测的 V_e 和 V_w 各检测数据的重复性好，在非临界点的动力性评价准确。

（2）在 η 为 0.75 和 0.80 时，3 档和 4 档的 V_w 均大于 V_e，动力性合格。

（3）在 η 为 0.85 时，3 档的 V_w 均小于 V_e，动力性不合格；而 4 档的 V_w 均大于 V_e，动力性均合格。说明在临界点的动力性检测，不同档位直接影响检测结果。主要原因如下：

① 相对于4 档，3 档车轮驱动力相应增大，相应车轮动力半径减小，滑移率增大，会使车速 V_w 略有减小。

② 4 档是直接档，减少了变速器齿轮传动，故传动效率较高，而 3 档增加了一对齿轮传动，故传动效率降低，所以 4 档时的车辆实际传动系阻力相比 3 档更小，相应加载力相对减小，造成在动力性临界点的 V_w 大于 V_e。

为保证临界点动力性检测的准确性，尤其是直接档的车轮驱动力及车轮滑移减小，故应尽可能采用直接档，但检测过程需始终采用同一档位。

4　结论

研究表明，采用达标法对营运车辆动力性台架检测，具有良好的可操作性。

表1 选择不同 η 时（使用3档和4档时）动力性检测结果

Tab. 1 Test result of dynamic performance using different η values (using third gear or fourth gear)

档位	η	F_e/N	F_E/N	V_e/(km·h^{-1})	V_w/(km·h^{-1})	V_w 转速/(r·min^{-1})	V_a/(km·h^{-1})	V_a 转速/(r·min^{-1})
3	0.75	5 728	4 475	48.6	50.3	2 900	55.2	3 100
4	0.75	3 539	2 601	78.6	83.1	2 900	89.3	3 100
3	0.75	5 703	4 460	48.8	50.6	2 900	55.4	3 100
4	0.75	3 545	2 619	78.5	82.8	2 900	89.2	3 100
3	0.75	5 687	4 469	48.9	50.3	2 900	55.6	3 100
4	0.75	3 598	2 667	77.3	82.7	2 900	88.9	3 100
3	0.75	5 690	4 480	48.9	50.3	2 900	55.5	3 100
4	0.75	3 543	2 635	78.2	82.4	2 900	88.8	3 100
3	0.75	5 649	4 450	49.2	50.3	2 900	55.7	3 100
4	0.75	3 545	2 642	78.1	81.8	2 900	88.7	3 100
3	0.80	6 032	4 833	49.2	49.6	2 800	55.7	3 100
4	0.80	3 764	2 870	78.5	81.9	2 800	89.2	3 100
3	0.80	6 058	4 865	49.0	49.7	2 800	55.7	3 100
4	0.80	3 771	2 879	78.7	81.5	2 800	89.4	3 100
3	0.80	6 013	4 828	49.3	49.7	2 800	55.5	3 100
4	0.80	3 791	2 902	78.2	81.1	2 800	88.9	3 100
3	0.80	6 059	4 873	49.0	49.8	2 800	55.6	3 100
4	0.80	3 803	2 911	78.0	81.1	2 800	88.6	3 100
3	0.80	6 025	4 851	49.2	50.0	2 800	55.9	3 100
4	0.80	3 790	2 901	78.3	81.6	2 800	88.9	3 100
3	0.85	6 411	5 243	49.1	48.5	2 700	55.8	3 100
4	0.85	4 007	3 120	78.6	80.1	2 750	89.4	3 100
3	0.85	6 389	5 223	49.3	48.7	2 700	55.9	3 100
4	0.85	4 016	3 128	78.5	80.4	2 750	89.2	3 100
3	0.85	6 337	5 182	49.2	48.8	2 700	55.9	3 100
4	0.85	4 017	3 131	78.5	80.6	2 750	89.2	3 100
3	0.85	6 366	5 194	49.2	48.9	2 700	55.9	3 100
4	0.85	4 021	3 137	78.4	80.4	2 750	89.1	3 100
3	0.85	6 378	5 222	49.1	48.7	2 700	55.8	3 100
4	0.85	4 003	3 119	78.7	80.5	2 750	89.5	3 100

（1）提高了动力性检测结果的准确性。在额定功率点检测动力性，通过调速特性快速、准确确定所检车辆的实际额定功率车速。

（2）控制和检测精度较高。达标法采用恒力控制，所需车辆参数少，发动机能自动适应恒力，实现了定量控制，提高了系统惯量对加载的响应性能，使发动机动力与系统阻力快速达到平衡的稳定车速，减小动态惯性误差，提高了测试精度。

（3）功率校正准确、简便。达标法动力性检测既保证了车辆驱动轮的动力性，也兼顾了发动机的动力性，可动态设置不同的功率比值系数，进行动力性技术等级评定等检测。

参考文献：

References：

[1] GB 18565—2016，道路运输车辆综合性能要求和检验方法［S］.
GB 18565—2016，Composite Performance Requirement and Detecting Methods for Road Transport Vehicles［S］.

[2] 仝晓平，刘元鹏. 道路运输车辆综合性能检验与技术等级评定［M］. 北京：人民交通出版社股份有限公司，2016.
TONG Xiao-ping，LIU Yuan-peng. Comprehensive Performance Inspection and Technical Grade Evaluation of Road Transport Vehicles［M］. Beijing：China Communications Press Co.，Ltd.，2016.

[3] GB 7258—2012，机动车运行安全技术条件［S］.
GB 7258—2012，Safety Specifications for Power-driven Vehicles Operating on Roads［S］.

[4] GB/T 6072.4—2012，往复式内燃机 性能 第4部分 调速［S］.
GB/T 6072.4—2012，Reciprocating Internal Combustion Engines－Performance－Part 4：Speed Governing［S］.

[5] 许锋. 内燃机原理教程［M］. 大连：大连理工大学出版社，2011.
XU Feng. Internal Combustion Engine Fundamentals［M］. Dalian：Dalian University of Technology Press，2011.

[6] 刘元鹏. 汽车底盘测功机关键技术参数的试验研究［J］. 公路交通科技，2008，25（9）：150－153.
LIU Yuan-peng. Experimental Study on Key Technology and Parameters of Automobile Chassis Dynamometer［J］. Journal of Highway and Transportation Research and Development，2008，25（9）：150－153.

[7] JJG 653—2003，测功装置检定规程［S］.
JJG 653—2003，Equipment of Power Measuring［S］.

[8] 张学利，何勇. 汽车动力性检测中的滚动阻力［J］. 公路交通科技，2000，17（5）：93－96.
ZHANG Xue-li，HE Yong. Rolling Resistance in Motor Vehicle Dynamic Property Test［J］. Journal of Highway and Transportation Research and Development，2000，17（5）：93－96.

[9] 任有，许洪国. 汽车底盘测功机惯性系统开发研究［J］. 公路交通科技，2002，19（3）：141－143.
REN You，XU Hong-guo. Research and Development of Chassis Dynamometer Inertia System［J］. Journal of Highway and Transportation Research and Development，2002，19（3）：141－143.

[10] 许洪国. 汽车运用工程［M］. 北京：人民交通出版社股份有限公司，2014.
XU Hong-guo. Automobile Application Engineering［M］. Beijing：China Communications Press Co.，Ltd.，2014.

[11] GB/T 18276—2017，汽车动力性台架试验方法和评价指标［S］.
GB/T 18276—2017，Test-bed Methods and Evaluating Index of Dynamic Property for Motor Vehicles［S］.