

# 道路运输车辆底盘测功时降挡测速后 加载力及速度变化分析

孟进军

(江苏省东台市汽车综合性能检测站, 江苏 东台 224200)

**摘要:** 针对道路运输车辆底盘测功时常见的降低 1 挡甚至几挡进行测量的降挡测速问题, 通过加载力变化  $\Delta F_E$  与车速变化  $\Delta v_e$  之间关系的计算, 分析加载力变化  $\Delta F_E$  与车速变化  $\Delta v_e$  之间的关系, 说明严格按照检测标准进行操作的重要性。

**关键词:** 汽车; 底盘测功; 降挡测速; 加载力; 速度

中图分类号: U467.4

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2019)02-0013-02

对于道路运输车辆, 在按 GB 18565—2016《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》检测车辆动力性时, 由于一些车辆挡位较多及人员操作的种种原因, 未能完全按照检测操作步骤从高速挡逐挡降低选取直接挡全油门的最高稳定车速  $v_a$ , 而是降低 1 挡甚至几挡以更低速挡位进行测量, 导致检测结果发生变化, 产生偏离。该文分析降挡测量车辆动力性即降挡测速后功率吸收装置在滚筒表面上加载力的变化  $\Delta F_E$  与车速变化  $\Delta v_e$  之间的关系, 探究其对检测结果的影响。

## 1 加载力变化 $\Delta F_E$ 与车速变化 $\Delta v_e$ 之间关系的计算

根据 GB 18565—2016《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》, 对于压燃式发动机车辆, 由检测环境下功率吸收装置加载力计算公式[见式(1)]计算降挡后测取驱动轮轮边稳定车速  $v_w$  时, 功率吸收装置在滚筒表面上的加载力变化见式(2)。

$$F_E = F_e - F_{tc} - F_c - F_f - F_t \quad (1)$$

式中:  $F_E$  为检测环境下功率吸收装置在滚筒表面上的加载力(N);  $F_e$  为  $v_e$  车速点时检测环境下发动机达标功率换算在驱动轮上的驱动力(N);  $F_{tc}$  为底盘测功机台架内阻(N);  $F_c$  为轮胎滚动阻力(N);  $F_f$  为  $v_e$  车速点发动机附件消耗功率换算在驱动轮上的阻力(N);  $F_t$  为车辆传动系允许阻力(N)。

$$\Delta F_E = F_{E2} - F_{E1} = (F_{e2} - F_{tc2} - F_{c2} - F_{f2} - F_{t2}) - (F_{e1} - F_{tc1} - F_{c1} - F_{f1} - F_{t1}) \quad (2)$$

式中:  $F_{E1}$ 、 $F_{E2}$  分别为降挡测速前后检测环境下功率吸收装置在滚筒表面上的加载力(N);  $F_{e1}$ 、 $F_{e2}$  为

$v_e$  车速点时检测环境下发动机达标功率换算在驱动轮上的驱动力(N);  $F_{tc1}$ 、 $F_{tc2}$  分别为降挡测量驱动轮轮边稳定车速  $v_w$  前后测功机台架内阻(N);  $F_{c1}$ 、 $F_{c2}$  分别为降挡测速前后轮胎滚动阻力(N);  $F_{f1}$ 、 $F_{f2}$  分别为降挡测速前后  $v_e$  车速点时发动机附件消耗功率换算在驱动轮上的阻力(N);  $F_{t1}$ 、 $F_{t2}$  分别为降挡测速前后车辆传动系的允许阻力(N)。

因降挡前后测功机台架内阻不变, 即  $F_{tc2} = F_{tc1}$ , 式(2)变为:

$$\begin{aligned} \Delta F_E = & (F_{e2} - F_{tc2} - F_{c2} - F_{f2} - F_{t2}) - (F_{e1} - \\ & F_{tc1} - F_{c1} - F_{f1} - F_{t1}) = \frac{3\ 600\eta P_e}{\partial d v_{e2}} - \\ & F_{tc2} - f_{c2} G_R g - \frac{3\ 600 f_p P_e}{v_{e2}} - \\ & 0.18 \left( \frac{3\ 600\eta P_e}{\partial d v_{e2}} - \frac{3\ 600 f_p P_e}{v_{e2}} \right) - \frac{3\ 600\eta P_e}{\partial d v_{e1}} + \\ & F_{tc1} + f_{c1} G_R g + \frac{3\ 600 f_p P_e}{v_{e1}} + \\ & 0.18 \left( \frac{3\ 600\eta P_e}{\partial d v_{e1}} - \frac{3\ 600 f_p P_e}{v_{e1}} \right) = \\ & 3\ 600\eta P_e \frac{v_{e1} - v_{e2}}{\partial d v_{e2} v_{e1}} + G_R g (f_{c1} - f_{c2}) + \\ & 3\ 600 f_p P_e \frac{v_{e2} - v_{e1}}{v_{e2} v_{e1}} + 0.18 \times \\ & 3\ 600\eta P_e \frac{v_{e2} - v_{e1}}{\partial d v_{e2} v_{e1}} + 0.18 \times \\ & 3\ 600 f_p P_e \frac{v_{e1} - v_{e2}}{v_{e2} v_{e1}} = \\ & \frac{0.82 \times 3\ 600\eta P_e (v_{e1} - v_{e2})}{\partial d v_{e1} v_{e2}} - \end{aligned}$$

$$\frac{\partial d \times 0.82 \times 3\,600 f_p P_e (v_{e1} - v_{e2})}{\partial d v_{e1} v_{e2}} +$$

$$G_{Rg}(f_{c1} - f_{c2}) =$$

$$\frac{0.82 \times 3\,600 P_e (\eta - \partial d f_p) (v_{e1} - v_{e2})}{\partial d v_{e1} v_{e2}} +$$

$$G_{Rg}(f_{c1} - f_{c2})$$

式中:  $\eta$  为功率比值系数, 车辆动力性达一级时  $\eta = 0.82$ , 仅达标检验时  $\eta = 0.75$ ;  $P_e$  为发动机额定功率 (kW);  $\partial d$  为压燃式发动机功率校正系数, 发动机因子  $f_m$  取 0.3, 计算方法见 GB/T 18276—2017《汽车动力性台架试验方法和评价指标》附录;  $v_{e1}$ 、 $v_{e2}$  为降挡测速前后分别对应的额定功率车速 (km/h),  $v_e = 0.87 v_a$ ;  $F_{ic}$  为台架内阻, 其取值方法见 GB 18565—2016 表 7;  $f_{c1}$ 、 $f_{c2}$  分别为降挡测速前后台架滚动阻力系数,  $v_e \geq 70$  km/h 时  $f_c = 2f$ ,  $v_e < 70$  km/h 时  $f_c = 1.5f$ ;  $f$  为汽车在水平硬路面上行驶时的滚动阻力系数, 子午线轮胎取 0.006, 斜胶轮胎取 0.010;  $G_R$  为驱动轴空载质量 (kg);  $f_p$  为  $v_e$  车速点时发动机附件消耗功率系数, 发动机铭牌 (或说明书) 功率参数以额定功率  $P_e$  表征时  $f_p = 0.1$ , 以车辆铭牌最大净功率表征时  $f_p = 0$ 。

各力的计算公式见 GB 18565—2016《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》及 GB/T 18276—2017《汽车动力性台架试验方法和评价指标》。

从而得:

$$\Delta F_E = k \Delta v_e + C \quad (3)$$

式中:  $k = [0.82 \times 3\,600 P_e (\eta - \partial d f_p)] / (\partial d v_{e1} \times v_{e2})$ ;  $\Delta v_e = v_{e1} - v_{e2}$ ;  $C = G_{Rg}(f_{c1} - f_{c2})$ 。

## 2 加载力变化 $\Delta F_E$ 与车速变化 $\Delta v_e$ 之间关系分析

从式 (3) 可知,  $\Delta v_e = v_{e1} - v_{e2} > 0$ ,  $\partial d$  在 1.0 左右且  $\partial d > 0$ ,  $f_p$  仅 0.1, 故  $\eta - \partial d f_p > 0$ , 因而斜率  $k > 0$ 。因  $f_{c1} \geq f_{c2}$ , 常数  $C \geq 0$ 。从斜率  $k$  的计算公式可知:  $k$  随  $\partial d$ 、 $v_{e1}$ 、 $v_{e2}$ 、 $P_e$ 、 $\eta$ 、 $f_p$  的变化而变化, 但始终有  $k > 0$ , 故  $\Delta F_E > 0$ ; 当  $\partial d$ 、 $v_{e1}$ 、 $P_e$ 、 $\eta$ 、 $f_p$  确定时,  $k$  随着  $v_{e2}$  的减小而增大。

以上分析表明: 降挡测速后功率吸收装置在滚筒表面上的加载力  $F_e$  随着降挡后车速的降低而增加, 且增加幅度  $\Delta F_E$  随着车速  $v_e$  所降幅度  $\Delta v_e$  的增大而增大, 加上斜率  $k$  也会增大,  $F_e$  增加幅度会更大。可见在测取驱动轮轮边稳定车速  $v_w$  时规范选取挡位的重要性。严格按照检测标准进行操作, 选

取合适的直接挡全油门的最高稳定车速  $v_a$ , 才能得到准确的额定功率车速  $v_e$ 。对于压燃式发动机车辆, 当最高稳定车速  $v_a > 95$  km/h (对于危险货物运输车辆, 其最高稳定车速  $v_a > 80$  km/h) 时应降低 1 个挡位, 并重新测取最高稳定车速  $v_a$ , 且应逐挡降低车速而不应跳挡直降, 如果引车员急于测试不管挡位, 挂上挡位升速及超速后也不是逐挡降速选取  $v_a$ , 而是降低几挡后直接加速测量, 则所测出的驱动轮轮边稳定车速  $v_w$  会有误差, 功率吸收装置在滚筒表面上的加载力会增大, 而且每降 1 挡, 加载力  $F_e$  增加幅度也增大, 测出的驱动轮轮边稳定车速  $v_w$  会变得更小, 对于那些在离合格标准上下不远的车辆将产生影响, 会使在测功这一关键项上本能测试合格或达到一级车标准的车辆不合格或只达到二级车标准, 影响检测结果的准确、可靠和真实性。

同理, 点燃式发动机动力性检测也存在上述问题, 只是挡位数量和降低空间小一些, 且力的计算公式要作相应变化, 这里不再赘述。

## 3 结语

综上, 在实际运用底盘测功机进行道路运输车辆动力性检测时, 必须严格按照检测标准进行操作。只有按照标准规范操作, 才能真正准确地测量出加载状态下车辆驱动轮轮边稳定车速  $v_w$ , 才能真正反映受检道路运输车辆的真实动力性能。

## 参考文献:

- [1] 郑邦华, 吴明. 10 种台试动力性检测方法分析[J]. 公路与汽运, 2012(3).
- [2] 周玮. 新版《道路运输车辆综合性能要求和检验方法》(GB 18565—2016) 解读[J]. 汽车维护与修理, 2018(9).
- [3] 吴明. 底盘测功机校准规范的缺陷和完善[J]. 公路与汽运, 2012(1).
- [4] 刘元鹏, 全晓平. 基于达标法的柴油车辆动力性台架检测方法[J]. 公路交通科技, 2018, 35(6).
- [5] 刘元鹏. 基于转矩达标法的汽油车辆动力性台架检测方法[J]. 中国测试, 2017(10).
- [6] 李伟, 杨光, 许晟杰. 六自由度道路模拟试验台架控制策略对迭代结果影响的研究[J]. 客车技术与研究, 2018(5).
- [7] 陶素连. 底盘测功机模拟精度的影响因素分析及设计[J]. 广东水利电力职业技术学院学报, 2008, 6(3).

收稿日期: 2018-09-16