

液驱混合动力车辆液压系统设计与参数匹配研究

张庆永^{1,2}, 常思勤²

(1. 湖北汽车工业学院 汽车工程系, 湖北 十堰 442002)

(2. 南京理工大学 机械工程学院, 江苏 南京 210094)

摘要:提出了液驱混合动力车辆液压系统的设计准则和设计思想,介绍了一种采用液压混合动力的新型节能车辆的原理。结合车辆的性能指标,对其液压系统中的关键元件的参数匹配关系进行了分析,并对气囊式蓄能器的充气压力、容积等参数对系统压力变化、车辆制动能量回收及制动性能的影响进行了详细阐述。由此得出了一些有益的结论,可为系统设计和合理选择参数提供理论依据和参考。

关键词:液驱混合动力;设计;蓄能器

中图分类号:U463.22

文献标识码:A

文章编号:1672-1616(2010)11-0074-05

液驱混合动力技术利用液压蓄能器功率密度大和双向变量马达可以工况互逆的优点,构建了以液压蓄能器和双向变量马达为核心的能量再生系统。能量再生系统可以充分回收车辆制动能量并用于汽车的起动和加速,在城市行驶工况下能提高车辆的动力性能,降低油耗,减少有害气体的排放,延长刹车装置和发动机的使用寿命^[1-2]。

对液驱混合动力车辆液压传动系统的设计准则和评价不同于传统车辆,本文对此进行一些有益的探讨,并对系统中的关键元件参数匹配关系及其特性进行了着重分析。

1 液驱混合动力车辆液压系统的设计

1.1 设计要求

总结国内外研究机构对液驱混合动力车辆的研究经验,参考传统车辆性能指标,提出了对液驱混合动力车辆液压传动系统的设计要求。

a. 具有前进、后退、驱动、制动的车辆调速驱动装置应能工作在转矩-转速平面的4个象限之内。

b. 系统效率要高,包括系统能量利用效率、能量回收与重新利用效率等。

c. 所设计的液压传动系统可以满足车辆的动力性能,即达到汽车的最高车速要求、加速时间要求和最大坡度要求。

d. 经济性能好,使发动机在高负荷、高效率下运转,节省燃料,能回收系统制动能量。

e. 可以改善系统的排放性能,达到国家要求的排放标准。

f. 稳定性要求:要求所设计液压系统阻尼大,稳定性好,无振荡或振荡小。在马达排量变化时,车辆系统无明显的不舒适感。在制动时马达排量能够迅速换向,响应及时。液压传动装置应对车辆的动态随机负荷具有滤波抑制的功能。

g. 液压系统的结构尺寸要小,体积紧凑,重量轻,便于在车辆底盘系统中安装和布置,同时要保证车辆的通过性指标。

h. 液压系统性能可靠,无泄漏,维修方便,同时安全性能好,具有限压和紧急情况下快速泄流的能力;应设置压力测量点、油温测量点和工作油液取样点。应在系统的制高点设置排气口。

i. 采用工业上成熟产品,适应机电一体化的要求,系统的监测和控制方便。

j. 尽可能地减少成本,在不影响工作性能和精度的前提下,选用经济适宜的液压泵、双向变量马达和阀件等产品。

1.2 设计思想

根据以上要求总结出混合液驱车辆设计的基本思想。

a. 设计液压回路使液压传动系统经主减速器

收稿日期:2010-03-29

基金项目:江苏省六大人才高峰计划(04D16);湖北汽车工业学院博士科研启动基金资助项目

作者简介:张庆永(1980-),男,山东枣庄人,湖北汽车工业学院讲师,博士,主要研究方向为液驱混合动力技术。

后驱动后桥,使车辆获得足够的动力,满足车辆的动力性能要求,选择性价比适宜的具有较高传动效率的液压元件。

b. 保留原有制动装置,在紧急情况下或者蓄能器压力已经充满的情况下使用原有制动装置,确保安全。

c. 选用双向变量马达,完成车辆的前进、后退和制动功能。

d. 利用电子控制单元使发动机始终工作于经济油耗区域,实现发动机和负荷的解耦,同时由于蓄能器的辅助驱动作用,可以选用较小排量的发动机。

e. 去掉传统的变速器,简化传动机构。

f. 蓄能器作为能量储存元件,除了回收制动能

量外,还可吸收利用系统高频动态压力波动,改善系统的动态特性。

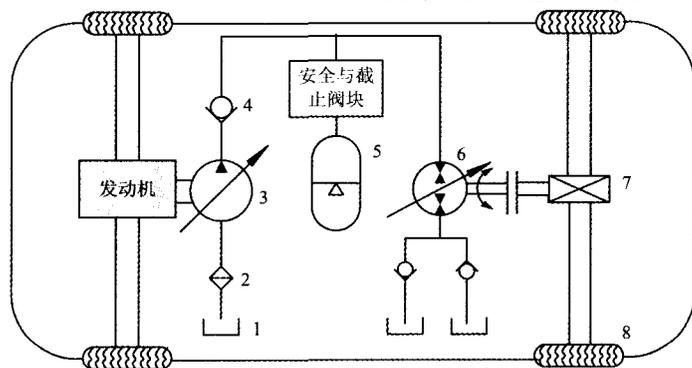
g. 尽可能使用集成块的设计,一方面可以节省空间,使改装方便;另一方面减少了液压管路的使用,减少了压力损失。

h. 采用较先进的控制技术,完善系统控制功能,提高系统操作的方便性和可靠性。

i. 考虑与车辆其他系统的结合,如转向、悬架系统的设计,在液压系统中预留接口。

2 液驱混合动力车辆方案及其工作原理

应用上述的设计要求和设计思想,对系统设计开发。选用方案如图 1 所示。



1—油箱;2—滤清器;3—变量泵;4—单向阀;5—蓄能器;6—双向变量马达;7—驱动桥;8—车轮

图 1 液驱混合动力车辆原理图

由电控单元控制发动机间歇工作于最佳经济性能区域及其附近,由发动机驱动液压泵 3,在需要时为液压蓄能器 5 提供高压油。液压马达装在车辆驱动桥上与差速器相联接,实现驱动与制动车辆的功能。电控单元接收车轮角速度、油门踏板位置、制动踏板位置、发动机转速、液压蓄能器压力等传感器信号并进行处理,根据控制策略控制发动机的运转以及通过电磁阀控制与调节液压马达的转向和流量。在驱动时由液压蓄能器提供高压油,以所需的转矩驱动液压马达及车轮转动,在制动时将动能通过液压马达转换为高压油存入液压蓄能器。取消常规车辆中的变速器、驱动桥等部件^[2]。

3 整车动力性/经济性对泵、阀等的要求

3.1 液压系的选择

在液驱混合动力车辆中,发动机和液压泵直接连接,与蓄能器组成混合动力源。发动机可以带动

变量泵驱动马达工作,同时向蓄能器充油储能。因此液压泵的选择必须考虑发动机的影响。

根据发动机的最大转矩,由下式可以求得液压泵的理论排量:

$$V_p = \frac{2\pi T_{e,max}}{\Delta p} \eta_{tp} \quad (1)$$

式中: $T_{e,max}$ 为发动机的最大转矩, $N \cdot m$; η_{tp} 为液压泵的总效率; Δp 为液压泵进出油口的压力差, MPa ; V_p 为液压泵的排量, mL/r 。

根据发动机的最大功率,由下式可以求得液压泵的理论流量:

$$q_p = \frac{60 P_{e,max}}{\Delta p} \eta_{tp} \quad (2)$$

式中: $P_{e,max}$ 为发动机的最大功率, kW ; q_p 为液压泵的流量, L/min 。

由下式可以求得液压泵在理论流量及排量下的转速:

$$n_p = \frac{1000 q_p}{V_p} \quad (3)$$

式中 n_p 为液压泵在给定的流量及排量下的转速, r/min。

综合考虑 V_p , q_p 和 n_p 与发动机特性的匹配性,选择合适的液压泵。

3.2 双向变量马达的选择

为了满足汽车的最大驱动力和制动时的最大制动力,双向变量马达和液压蓄能器最低工作压力应满足:

$$\frac{V_{m \max} p_2 i}{2\pi} \leq F_\phi R \quad (4)$$

其中车轮的附着力

$$F_\phi = \varphi G \quad (5)$$

式中: $V_{m \max}$ 为双向变量马达最大排量, m^3/r ; p_2 为液压蓄能器最低工作压力, Pa; i 是汽车主传动比; R 为车轮工作半径, m; G 为汽车总重量, N; φ 是附着系数。

同时要满足驱动条件:

$$\frac{V_m p_i}{2\pi} \geq F_f + F_\omega + F_i \quad (6)$$

式中: V_m 为双向变量马达工作排量, m^3/r ; p 为液压系统工作压力, Pa; F_f 为滚动阻力, N; F_ω 为空气阻力, N; F_i 为坡度阻力, N。

同时参考原车型的性能要求,确定液驱车的预期动力性能要求,即:车辆的最高车速、最大爬坡度及车辆的加速性能。选择几个待选的马达排量,综合考虑各种因素,最终确定实际所选马达排量。

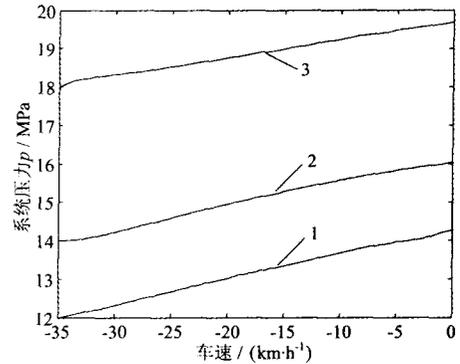
3.3 蓄能器参数确定与特性分析

对蓄能器容积及充气压力的选择,要考虑回收的动能可以被蓄能器有效容积吸收,也考虑回收效率的影响。在制动时,蓄能器与双向变量马达一起提供了车辆的制动力矩,所以也要根据车辆的制动性能要求来选择蓄能器的容积。城市微型客车由于城市交通环境的限制,最高时速并不大。取 35km/h 的速度作为车辆的平均时速。那么液压蓄能器的公称容积应该能够符合回收车辆从 35km/h 的速度制动到停止时的动能和车辆制动要求,同时液压蓄能器体积也不能太大。

3.3.1 液压蓄能器充气压力和容积对系统回收或释放能量时压力变化幅度的影响

液驱混合动力车辆使用了二次调节技术,其要求双向变量马达工作于准恒压系统,且准恒压系统的压力变化应比较小。所以,在能够完全回收汽车制动能的条件下,应采取措施使液压蓄能器工作时压力变化幅度尽量小。

图 2 为车辆在 35km/h 的初速下制动,不同蓄能器的充气压力下蓄能器工作压力的变化。

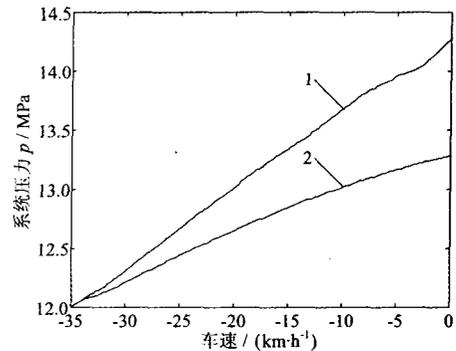


1—充气压力 $p_0 = 12\text{MPa}$; 2—充气压力 $p_0 = 14\text{MPa}$;
3—充气压力 $p_0 = 18\text{MPa}$

图 2 车辆在不同的充气压力下,
车速和压力变化的曲线

由图 2 可以看出,液压蓄能器容积一定,则充气压力选择得越大,回收同样数值的汽车动能,系统压力的变化幅度越小。

图 3 为不同蓄能器容积,车辆在 35km/h 的初速下制动,蓄能器的工作压力变化。



1—蓄能器容积 $V = 40\text{L}$; 2—蓄能器容积 $V = 63\text{L}$

图 3 车辆在不同的蓄能器容积时
车速和压力变化的曲线

由图 3 可以看出,其他条件相同的情况下,液压蓄能器的容积越大,回收相同大小的汽车动能,系统压力的变化幅度就越小。

3.3.2 蓄能器容积对制动能量回收效率的影响

液压蓄能器贮存能量为

$$E = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = - \int_{V_1}^{V_2} p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n dV = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(n-1)/n} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(n-1)/n} \right] \quad (7)$$

式中: p_0 为蓄能器充气压力, Pa; V_0 为蓄能器容积, m^3 ; p_1 为制动初始状态下的蓄能器气体压力, Pa; p_2 为制动结束状态时的蓄能器气体压力, Pa; V_1

和 V_2 为 p_1 和 p_2 对应的蓄能器体积, m^3 ; n 为气体多变指数。

在车辆制动时, 车辆动能转化为液压蓄能器的液压能, 由式(6)有:

$$\frac{1}{2} m (u_0^2 - u^2) \cdot \eta = \frac{p_0 V_0}{n-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{(n-1)/n} - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{(n-1)/n} \right] \quad (8)$$

式中: η 为能量回收效率; u_0 为车辆制动初始时刻的速度 m/s ; u 为车辆在时刻 t 的速度, m/s 。

以某一微型客车为例, 车轮滚动半径 $R = 0.278m$, 滚动阻力系数 $f = 0.014$, 满载总质量 $m_t = 1500kg$, 蓄能器的充气压力 $p_0 = 18MPa$, 最高工作压力 $p_2 = 30MPa$ 。文中的结果均以此参数值为基础进行计算。假设车辆在 $35km/h$ 的初速度下制动, 则在不同的蓄能器容积下回收的能量及回收效率见表 1。

表 1 车辆制动时能量回收效率计算

蓄能器容积	25L	40L	63L
制动动能	70 891.20J	70 891.20J	70 891.20J
回收能量	25 315.25J	42 633.41J	50 764.94J
效率计算	35.71%	60.13%	71.61%

由式(7)、(8)及表 1 可以看出, 蓄能器充气压力和容积是影响能量回收效率的主要因素。充气压力越高, 蓄能器容积越大, 其回收能量越大。因此在满足系统要求的情况下, 应尽可能地选用大容积的蓄能器。但随着蓄能器容积的增大其体积和重量也随之增大, 同时也影响车辆制动时系统压力的增长率以及在车辆上的布置。因此, 选择蓄能器的容积要结合车型及使用要求综合考虑。

3.3.3 蓄能器容积和充气压力对车辆制动性能的影响

在汽车制动减速时, 主要由双向变量马达和蓄能器共同提供车辆所需的制动扭矩, 并通过双向变量马达将动能回收转变为蓄能器的液压能。在制动过程中, 产生制动减加速度的力矩, 除制动扭矩外, 还包括滚动阻力矩和空气阻力矩。在制动过程中, 根据汽车理论, 汽车行驶方程式为^[3]:

$$\frac{T}{r\eta_T} + \frac{C_D A}{21.15} (u_0 - at)^2 + Gf = \delta ma \quad (9)$$

式: u_0 为车辆制动时的初始速度, km/h ; η_T 为系统效率; C_D 为空气阻力系数; A 为车辆迎风面积, m^2 ; f 为滚动阻力系数; δ 为汽车旋转质量换算系数; T 为双向变量马达输出轴上的制动扭矩,

$N \cdot m$ 。

$$T = pV_{m \max} / 2\pi \quad (10)$$

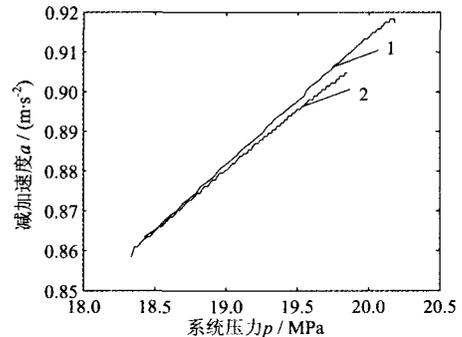
式中: p 为系统压力, Pa ; $V_{m \max}$ 为液压马达总排量, m^3/r 。

在液驱混合动力车辆液压系统中, 当汽车制动时, 发动机处于停机或怠速状态, 并与传动系处于完全解耦状态。因此, 此时发动机及其相关运动件的旋转惯性质量对系统无影响。

当车速较低 ($u_0 \leq 35km/h$) 时, 对于空气阻力可以忽略不计。因此制动减加速度与制动力矩的关系式为:

$$a = \frac{T}{\delta mr\eta_T} + \frac{Gf}{\delta m} = \frac{1}{\delta mr\eta_T} \left(\frac{pq}{2\pi} + mgf \times r\eta_T \right) \quad (11)$$

假设车辆在初速为 $35km/h$ 时制动, 在充气压力为 $18MPa$, 蓄能器容积分别为 $40L$ 和 $63L$ 的情况下制动, 得到的制动减加速度和系统压力的关系如图 4 所示。



1—蓄能器容积为 40L; 2—蓄能器容积为 63L

图 4 减加速度随系统压力的变化

由式(11)和图 4 可知, 对于给定的车辆, 当液压马达的排量确定的情况下, 制动减加速度只是系统压力和系统效率的函数, 与蓄能器的容积关系不大。由图 4 可以看出, 由于效率的差别, 容积不同的蓄能器在制动时的减加速度略有不同, 但大体一致, 与系统压力成线性关系。若忽略压力损失, 系统压力就是蓄能器的压力。在设计时, 可以根据车辆制动性能要求, 适当提高蓄能器的充气压力和工作压力。

表 2 列出了不同充气压力和不同容积下以初速 $35km/h$ 制动的的时间。由表 2 可知, 在有预见的制动中, 仅由泵制动产生的减加速度的条件下, 当制动车速为 $35km/h$, 制动时间最短仅需要 $11.6s$, 只有在紧急的情况下才需要使用传统制动器制动,

这样可大大减少制动系统的耗损,提高制动器的使用寿命。计算表明,可以在减速与非紧急制动时,由液压马达回收制动能量,从而取代常规制动系统。此外,可考虑采用辅助制动装置或再适当加大液压马达的排量等措施来进一步提高紧急制动时的性能。

表2 蓄能器容积和充气压力对制动时间的影响

充气压力 /MPa	蓄能器容积 40L 时的制动时间/s	蓄能器容积 63L 时的制动时间/s
12	16.1	16.3
15	12.8	13.0
18	11.6	11.8

4 结论

a. 新型液驱混合动力车辆为液压传动系统在车辆系统上的具体应用,与传统液压系统相比,有着不同的设计要求和评价标准。

b. 液压泵的选择要根据发动机的特性,综合考虑液压泵与发动机特性的匹配性,选择合适的产品。

c. 要根据汽车车轮的附着力、车轮半径、主传动比及系统最低工作压力选择双向变量马达的排量,以满足汽车的最大驱动力和制动时的最大制动力。

力。

d. 液压蓄能器容量要根据汽车制动惯性能大小、系统允许压力变化的幅度和汽车允许的安装空间来选定。蓄能器容积越大,系统压力在回收能量的过程中变化幅度就越小,制动能量回收率也越高。但随着蓄能器容积的增大其体积和重量也随之增大,同时也影响车辆制动时系统压力的增长率以及在车辆上的布置。因此选择蓄能器的容积要结合车型及使用要求综合考虑。

e. 液压蓄能器充气压力根据液压蓄能器容量和双向变量马达排量选定,应综合考虑三者间的匹配。

f. 系统制动性能决定于双向变量马达的排量和压力,与蓄能器的容积无关。

参考文献:

- [1] Lumkes J H Jr. Design, Simulation, and Testing of An Energy Storage Hydraulic Vehicle Transmission and Controller [D]. USA Madison: College of engineering, University of Wisconsin-Madison, 1997.
- [2] 常思勤. 一种新型电控液驱车辆的性能仿真与分析[J]. 南京理工大学学报, 2004, 28(4): 169-173.
- [3] 余志生. 汽车理论(第3版)[M]. 北京: 机械工业出版社, 2001: 38-56.

Design and Parameter Matching of Hydraulic System For Hydraulic Hybrid Vehicle

ZHANG Qing-yong^{1,2}, CHANG Si-qin²

(1. Hubei University of Automotive Technology. Hubei Shiyan, 442002, China)

(2. Nanjing University of Science and Technology, Nanjing Jiangsu, 210094, China)

Abstract: It presents the design criterion of hydraulic system for hydraulic hybrid vehicle and introduces a new type of energy-saving vehicle which adopts hydraulic hybrid power. Combined with vehicle performance, it analyzes the parameter matching of key components of its hydraulic system, and shows detailedly the influence of charging pressure and volume of the accumulator on pressure change, braking energy recovery and braking performance. It obtains some significant conclusions, which can be a guide to system design and parameters selection.

Key words: Hydraulic Hybrid Power; Design; Hydraulic Accumulator

(上接第73页)

Application of CAXA 3D Ball in Mechanical Design

SHENG Quan-jun

(Jinhua Longxiang Tool Manufacture Ltd. Co., Zhejiang Jinhua, 321000, China)

Abstract: It describes the design mechanical components and application of 3D ball tool. By operation of 3D ball and manipulation handles, it can realize to move the options menu movement, rotation, the mirror, array, and accurately position for any mechanical space 3D object, design and modify the parts.

Key words: 3D Ball; Movement; Rotation; Copy; Mirror; Abruption; Attachment