

车辆分矩式混合动力系统储能特性

杜玖玉^{1,2}, 张洪辉³, 王贺武^{1,2}

(1. 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084; 2. 清华大学中国车用能源中心, 北京 100084;
3. 中国汽车技术研究中心, 北京 100070)

摘要: 为了提高采用分矩式液压机械传动商用车的燃油经济性, 论证该系统应用混合动力驱动的可行性, 该文研究分矩式混合动力系统制动能量回收条件和特性, 基于功率分流分析法, 在 Matlab 中建立流量分析模型, 分析了调速范围内的分流工况、循环工况下的驱动功率流和制动功率流特性, 并建立了制动能量回馈过程的转速、流量和转矩约束条件方程, 得出了不同工况的制动能量回收特性。获得了不同工况条件下, 可满足制动能量回收条件的液压元件相对变量率控制区间。为了验证理论分析结论, 搭建了试验台, 对分流工况和循环工况制动能量回收特性进行了试验台架验证。研究表明: 分矩汇速式液压机械传动系统循环工况制动能量回收能力有限, 分流工况高效制动能量回收效率较高, 应用多段式方案制动能量回收潜力高约 60%。研究结果可为制定合理的控制策略和评估系统的综合节油潜力提供参考。

关键词: 车辆, 功率控制, 能量存储, 制动能量回收

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2013.13.004

中图分类号: TH137.3

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2013)-13-0023-08

杜玖玉, 张洪辉, 王贺武. 车辆分矩式混合动力系统储能特性[J]. 农业工程学报, 2013, 29(13): 23-30.

Du Jiuyu, Zhang Honghui, Wang Hewu. Braking energy recuperation performance of input coupled power-split hydraulic hybrid powertrain[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(13): 23-30. (in Chinese with English abstract)

0 引言

2010年, 全国汽车燃油消耗占全国石油消耗总量的46%, 商用车保有量在全国汽车保有量中所占的比重约为13.9%, 但其燃油消耗占总燃油消耗的49.2%, 其产生的污染物占有所有汽车污染物排放的近一半。另外, 重型商用车的油耗相对美、日、欧的车型要高20%左右。因此, 迫切需求采用节能技术降低中重型商用车的油耗与污染物排放^[1-4]。

混合动力技术是近期主流的商用车节能技术路线。与电混合动力系统相比, 液压混合动力系统具有高功率密度、低成本、技术成熟、可靠性高等优势^[5-12], 尤其适合在城市拥堵工况^[13-15], 或其他启停频繁的工况下运行的商用车。统计结果表明, 市区客车在拥堵市区工况的效率较畅通路况下, 降低近50%。

目前, 混联式液压混合动力系统制动能量回馈

研究主要集中于分矩式汇速构型系统。德国MAN公司开发了分速式两段液压混合动力驱动系统hydrobus, 并应用于公交车。该系统采用了95 kW的柴油机, 高压蓄能容量为150 L, 压力为33 MPa, 低压蓄能器的容积为150 L, 压力为2 MPa。其节油率可达20%左右。华沙工业大学也开发了类型的分速式混联式液压混合动力系统, 并应用到原型车^[16]。密歇根大学、密苏里大学等对分速汇矩式液压混合动力系统开展了大量研究工作^[17-23]。

而实际投入商用车应用的液压机械传动系统以分矩汇速式为主^[16,24-25], 国内外对此类构型动力系统的储能特性研究较少。

本文以改善目前应用的分矩式液压机械传动系统燃油经济性为目标, 研究系统制动能量回收特性, 旨在建立制动能量回收条件, 为制定系统控制策略提供依据。

1 系统构成与工作模式分析

一段式分矩汇速式液压混合动力系统组成如图1所示。

系统为行星排输出汇流的混合动力系统。液压元件1, 2均为可双向变量的液压泵/马达。按照工况需求, 接受控制器指令通过阀机构控制液压元件1、2的伺服变量机构, 以及高低压蓄能器的开关,

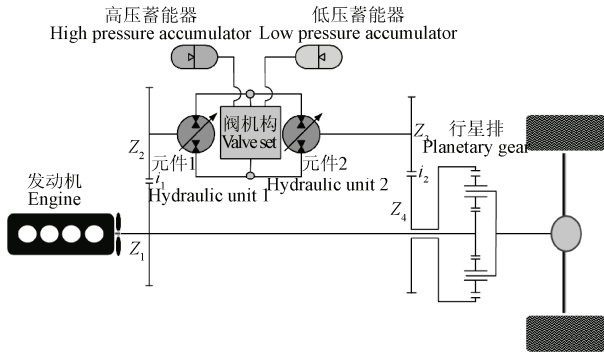
收稿日期: 2013-01-01 修订日期: 2013-05-21

基金项目: 科技部国际科技合作计划资助课题(2010DFA72760); 科技部科技支撑计划资助课题(2013BAG06B04); 北京市国际科技合作项目(Z121109002412016)

作者简介: 杜玖玉(1976-), 女, 助理研究员, 博士, 主要研究方向: 节能与新能源汽车技术, 汽车动力系统技术分析与评价。北京 清华大学汽车安全与节能国家重点实验室, 100084。

Email: dujiuyu@tsinghua.edu.cn

实现工作模式切换等。行星排特性参数为 k ， $k = \frac{Z_r}{Z_s}$ ，其中 Z_r 、 Z_s 分别为齿圈和太阳轮的齿数。



注：图中 i_1 、 i_2 为液压路输入端速比和输出端速比， $i_1 = \frac{Z_1}{Z_2}$ ， $i_2 = \frac{Z_3}{Z_4}$ ， Z_1 、 Z_2 、 Z_3 、 Z_4 分别为对应齿轮的齿数。下同。
Note: Where, i_1 is input speed ration, and i_2 is output speed ratio of hydrostatic path, $i_1 = \frac{Z_1}{Z_2}$, $i_2 = \frac{Z_3}{Z_4}$, Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 are respective gear teeth. The same bellow.

图 1 分矩汇速式混联式液压混合动力组成简图
Fig.1 Schematic diagram of input coupled compound hydraulic hybrid powertrain

2 制动能量回收条件分析

制动工况下，液压元件 1、液压元件 2 和车辆负载须满足转矩平衡关系。制动能量回收的必要条件是至少有一个元件以泵工况工作，且满足转矩平衡和流量平衡条件。

2.1 转矩条件

发动机反拖制动条件下，制动初始阶段发动机转矩平衡方程为

$$J_e \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - \left(i_1 \frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1\max}}{20\pi} \eta_{1m}^n + \frac{1}{i_2} \frac{1}{k} \frac{\Delta p \varepsilon_2 D_{2\max}}{20\pi} \eta_{2m}^n \right) \quad (1)$$

发动机为怠速运行状态，对外输出转矩为 0，其转矩方程为^[26]

$$i_1 \frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1\max}}{20\pi} \eta_{1m}^n + \frac{1}{i_2} \frac{1}{k} \frac{\Delta p \varepsilon_2 D_{2\max}}{20\pi} \eta_{2m}^n = 0 \quad (2)$$

从而得出液压元件的排量比关系为

$$\varepsilon_1 = -\frac{1}{i_1} \frac{1}{i_2} \frac{1}{k} \frac{D_{2\max}}{\eta_{1m}^n} \eta_{2m}^n \varepsilon_2 \quad (3)$$

为了方便分析，这里忽略主减速器和行星排等构件的转动惯量。满足式 (3)，发动机转速为稳定怠速转速 n_{idle} ，保证维持其怠速稳定运行。假设制动工况下对车辆的有效制动力矩为需求为 T_z ，则由行星排构件转矩特性，液压元件 2 和机械路输出轴的转矩大小和方向就确定了。

液压元件 2 输出轴作用转矩为

$$T_2 = i_2 \left(-\frac{k}{1+k} \right) i_{final} T_z = \frac{\varepsilon_2 D_{2\max} \Delta p}{20\pi \eta_{2m}^n} \quad (4)$$

机械路输出轴作用转矩为

$$T_{me} = \left(-\frac{1}{1+k} \right) i_{final} T_z \quad (5)$$

由于制动工况 $T_e \leq 0$ ，则转矩平衡方程为^[27]

$$i_1 \frac{\Delta p \varepsilon_1 D_{1\max}}{20\pi \eta_{2m}^n} + \left(-\frac{1}{1+k} \right) i_{final} \left(J_v \frac{d\omega_v}{dt} - fmg - \frac{C_D A u^2}{21.15} \right) r \leq 0$$

从而有

$$\left(i_1 i_2 i_{final} \left(\frac{k}{1+k} \right) \left(\frac{\varepsilon_1 D_{1\max}}{\varepsilon_2 D_{2\max}} \right) + i_{final} \left(\frac{1}{1+k} \right) \right) \left(J_v \frac{d\omega_v}{dt} - \left(fmg + \frac{C_D A u^2}{21.15} \right) r \right) \geq 0 \quad (6)$$

2.2 转速条件

液压元件 1 和液压元件 2 转速应满足

$$\begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i_1 & 0 \\ -\frac{1}{k i_2} & \left(\frac{1+k}{k i_2} \right) \frac{30}{\pi r} \frac{1}{i_{final}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} n_e \\ u \end{bmatrix} \quad (7)$$

2.3 流量条件

液压元件 1 和液压元件 2 流量应该满足条件

$$q_{i_m} - q_{i_p} > 0 \quad (8)$$

即以泵工况工作的液压元件流量 q_{i_p} 大于以马达工况工作的液压元件流量 q_{i_m} ，如果 2 个液压元件均能以泵形式工作，则满足流量条件。

式 (1) ~ (8) 中， J_e 为发动机飞轮转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ； ω_e 为发动机输出轴角速度， rad/s ； Δp 为液压路高低压压差（工作压力）， 10^5 Pa ； ε_1 、 ε_2 分别为液压元件 1、2 的相对变量率， $\varepsilon_1 = D_1/D_{1\max}$ ， $\varepsilon_2 = D_2/D_{2\max}$ ，其中 D_1 、 D_2 分别为液压元件 1、2 的实时排量， $D_{1\max}$ 、 $D_{2\max}$ 分别为液压元件 1、2 的最大排量， L/min ； T_e 为发动机输出轴转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ； η_{1m}^n 、 η_{2m}^n 分别为液压元件 1、液压元件 2 的机械效率，其中 n 为模式识别指数，当液压元件以泵工况工作时， $n=1$ ，液压元件以马达工况工作时， $n=-1$ ； i_{final} 为主减速器速比； n_1 、 n_2 、 n_e 分别为液压元件 1、2，发动机输出轴转速， r/min ； J_v 车辆旋转部件的转动惯量， $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ； ω_v 为车辆的等效转动管理的角度度， rad/s ； C_D 为车辆的风阻系数； A 为车辆的迎风面积， m^2 ； f 为车辆滚动阻力系数； m 为车辆总质量， kg ； g 为重力加速度， m/s^2 ； r 为车轮半径， m ； u 为车速， km/h ； T_{me} 为机械路输出转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ ， T_z 有效制动转矩， $\text{N} \cdot \text{m}$ 。

3 再生制动过程分析

图 1 所示的混合动力系统的驱动工况包括：循环工况（低速）、机械工况和分流工况（中高速）。针对不同的车辆运行工况对传动系统的控制要求，在不同的速比区间，分析对应的制动能量回馈特性。

3.1 循环工况

当在车速 $v \leq \frac{3\pi r}{25} \left(\frac{k}{1+k} \right) n_e$ 区间制动时，混合

动力系统循环工况下的驱动功率流，以及对应的再生制动工况流如图 2 所示。

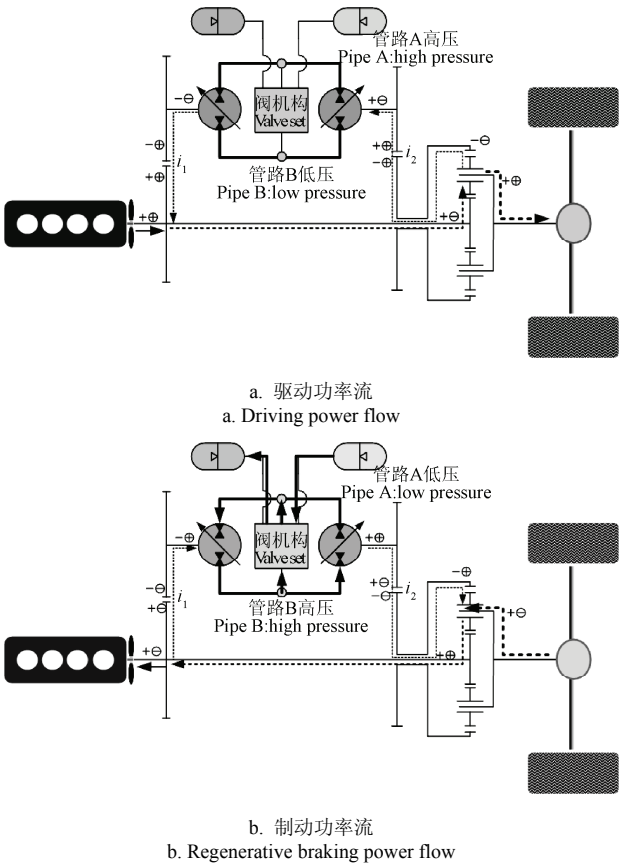
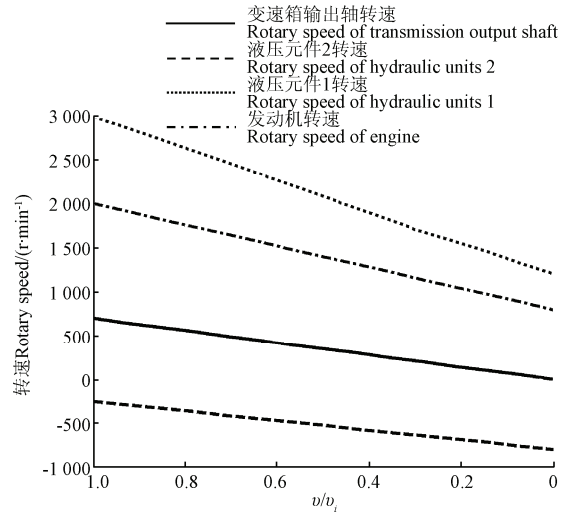


图 2 循环工况的功率流
Fig.2 Power flow under power cycle condition

循环工况下制动，若要实现制动能量回收，则要求液压元件 1、2 中至少有一个作为能量转换元件以泵工况工作。从制动初始状态开始，随着车速逐渐降低，液压元件 2 转速逐渐减小，在不考虑行星排各构件转动惯量影响前提下，液压元件 2 输出轴作用转矩较驱动工况反向，而转速方向不变，制动过程系统的转速特性如图 3 中所示，而液压元件 2 转矩方向由道路负载确定，从而有 $T_2 n_2 < 0$ ，故其功率流为从液压元件 2 流出，则液压元件 2 以马达形式工况，不能作为能量回收元件工作。



注： v 为汽车实时车速， v_i 为汽车制动初始速度，km/h。下同。
Note: v is realtime speed, and v_i is original speed of braking, km/h. The same below.

图 3 循环工况制动系统转速特性
Fig.3 Rotational speed characteristic under power cycle braking condition

制动过程中，减小液压元件 2 排量，在保证行星排转矩平衡条件下，使液压路形成高压，通过伺服机构控制增加液压元件 1 排量，从而实现回收制动能量。假如液压元件 1 提供全部制动转矩，则发动机提供的制动转矩相对较小，分析时可以暂时忽略。

液压元件 1 转速方向在制动过程中始终保持不变，以泵形式工作，理论上满足制动回收必要条件。由转矩平衡条件有

$$\varepsilon_1 D_{1\max} \geq \frac{\varepsilon_2 D_{2\max}}{i_1 i_2 k} \quad (9)$$

$$\varepsilon_2 D_{2\max} = 20\pi \eta_{2m}^n i_2 i_{\text{final}} \left(-\frac{k}{1+k} \right) T_z \frac{1}{\Delta p} \quad (10)$$

制动开始阶段，液压元件 1 和液压元件 2 调节过程为：减小液压元件 2 排量，从而使液压路建立高压。液压元件 2 所能提高的最大制动转矩为

$$T_{z2\max} = \frac{\Delta p_{\max} \varepsilon_2 D_{2\max}}{20\pi} \eta_{2m}^{-n} \quad (11)$$

制动过程由液压元件 1、2 和高压蓄能器建立的液压路工作压力至少满足条件

$$p_0 \leq p_h \leq p_{h\max} \leq p_L \quad (12)$$

液压元件 1 流量为 $q_1 = \frac{D_1 n_1}{1000} \eta_{1v}^n$ ，液压元件 2

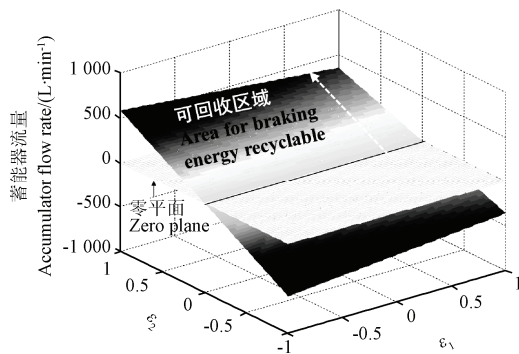
流量为 $q_2 = \frac{D_2 n_2}{1000} \eta_{2v}^n$ ，则制动能量回收流量条件为

$$\varepsilon_1 D_{1\max} n_1 \eta_{1v}^n - \varepsilon_2 D_{2\max} n_2 \eta_{2v}^n > 0$$

即

$$\begin{aligned} &\varepsilon_1 D_{1\max} (i_1 n_{idle}) \eta_{1v}^n - \\ &\varepsilon_2 D_{2\max} \left(\frac{30}{\pi r} \frac{1}{i_2 i_{final}} \left(1 + \frac{1}{k} \right) u - \frac{1}{k i_2} n_e \right) \eta_{2v}^n > 0 \end{aligned} \quad (13)$$

由转速和流量平衡条件可得蓄能器流量特性如图 4 所示, 图中 0 平面以上部分为制动能量回收流量基本条件区域。液压元件 2 以马达工况工作, 仅液压元件 1 有以泵工况工作的可能性, $\varepsilon_2 > 0$, 高低压换边, 液压元件 1 以泵工况工作, $\varepsilon_1 > 0$; $\varepsilon_2 < 0$, 液压路高低压不换边, 液压元件 1 以泵工况工作, 要求 $\varepsilon_1 < 0$ 。



注: ε_1 、 ε_2 分别为液压元件 1、2 的相对变量率。下同。
Note: ε_1 is displacement ratio of hydraulic units 1, ε_2 is displacement ratio of hydraulic units 2. The same below.

图 4 循环工况下制动能量回收流量场

Fig.4 Flow field by braking energy recuperation under power cycle condition

制动初始点和结束点的液压元件 1 的转矩方程

为

$$T_1 = \begin{cases} \left(\frac{1}{1+k} \right) i_{final} \left(J_v \frac{d\omega_v}{dt} - \left(fmg + \frac{C_D Au^2}{21.15} \right) r \right) \\ - \left(T_{ez} + J_e \frac{d\omega_e}{dt} \right) & n_{idle} < n_e \leq n_{emax} \\ \left(\frac{1}{1+k} \right) i_{final} \left(J_v \frac{d\omega_v}{dt} - \left(fmg + \frac{C_D Au^2}{21.15} \right) r \right) & n_{idle} = n_e \\ 0 & u = 0 \end{cases} \quad (4)$$

液压元件 2 输出轴作用转矩为

$$T_2 = \left(\frac{k}{1+k} \right) i_{final} \left(J_v \frac{d\omega_v}{dt} - \left(fmg + \frac{C_D Au^2}{21.15} \right) r \right) \quad (15)$$

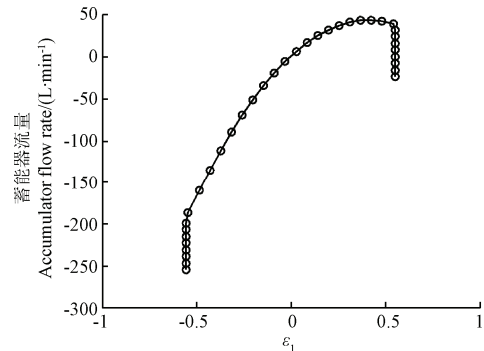
制动初始阶段, 利用发动机排气制动提供的部分制动力进行制动, 待发动机达到怠速后, 液压元件 1 和液压元件 2 调节要满足转矩平衡条件, 使得发动机输出轴作用转矩为 0, 同时两者之间要满足流量平衡关系。制动平衡阶段, 液压元件 1 和液压元件 2 转矩关系满足 $T_2 = i_1 i_2 k T_1$, 即

$$\varepsilon_2 = i_1 i_2 k \frac{\varepsilon_1 D_{1\max}}{D_{2\max}} \frac{1}{\eta_{m1}^k} \eta_{m2}^n \quad (16)$$

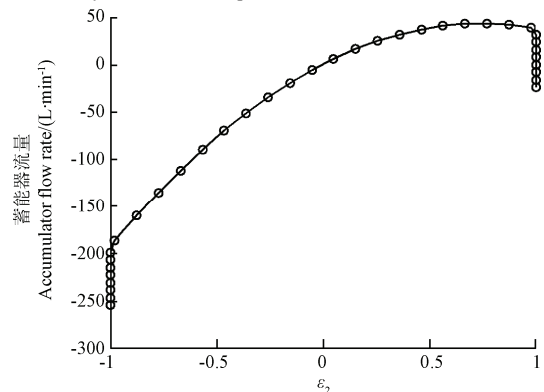
式中 (9) - (16) 中, η_{1v}^n , η_{2v}^n 分别为液压元件 1、2 容积效率, n 为模式指数, 液压元件以泵模式工作, $n=1$, 以马达模式工作, $n=-1$; p_0 为液压蓄能器预充压力, 10^5 Pa; p_h 为液压路高压管路压力, p_L 为液压路低压管路压力, 10^5 Pa; Δp_{max} 为液压路最高工作压力与蓄能器最高压力之较小值; n_{idle} 为发动机怠速时转速, r/min; q_1 , q_2 为液压元件 1、2 的流量, L/min; T_{ez} 为发动机提供的制动转矩, N·m; T_1 , T_2 分别为液压元件 1、2 的输入/输出轴作用转矩, N·m。

由转矩条件确定的流量特性如图 5 所示。由图 5 可知, 可实现制动能量回收的液压元件调节区间为

$$\begin{cases} 0 < \varepsilon_1 \leq 0.57 \\ 0 < \varepsilon_2 \leq 1 \end{cases} \quad (17)$$



a. 液压元件 1 调节特性与蓄能器流量关系
a. Hydraulic unit 1 displacement vs. accumulator flow



b. 液压元件 2 调节特性与蓄能器流量关系
b. Hydraulic unit 2 displacement vs. accumulator flow

图 5 循环工况制动能量回收约束条件

Fig.5 Constran condition for braking energy recovery under power cycle condition

制动能量回收需同时满足图 4 中 0 平面以上部分和图 5 所示 0 线以上部分液压元件调节规律条件, 可以看出只有较小区间满足蓄能器流量条件, 且流量较小。

3.2 分流工况

当在车速为 $v > \frac{3\pi r}{25} \left(\frac{k}{1+k} \right) n_e$ 区间制动, 液压元

件排量变化率 $0 \leq \varepsilon_1 \leq 1$, $\varepsilon_1=1$ 变速区间, 系统为分流工况, 液压机械传动分流工况及分流制动工况功率流特性分别如图 6 所示。

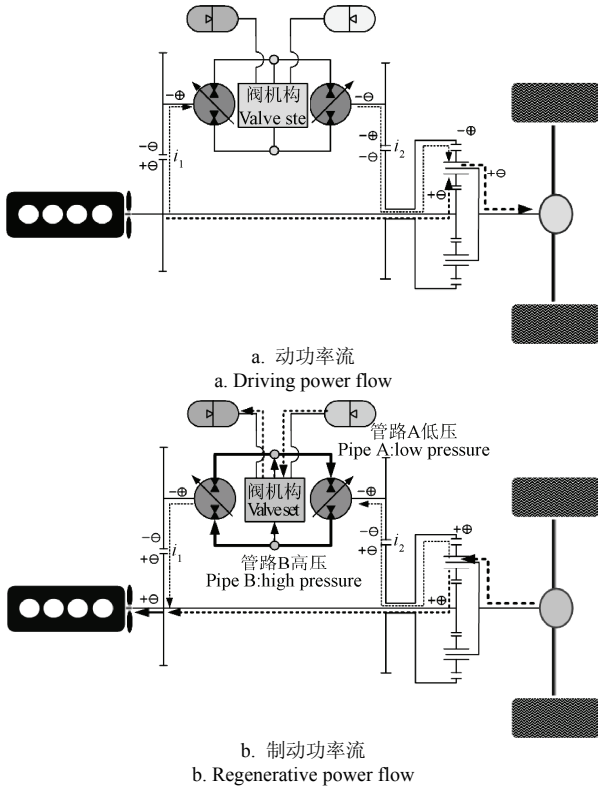


图 6 分流工况功率流

Fig.6 Power flow under power-split condition

制动工况下, 系统转速特性如图 7 所示, 液压元件 1 和液压元件 2 转速同步下降。制动初始阶段, 液压元件 2 以泵形式工作, 在满足转矩平衡条件下, 液压元件功率 $T_2 n_2 \leq 0$, 当车速降至某值以下时, 液压元件 2 转速反向, $T_2 n_2 \leq 0$, 其工况为马达工况, 将液压元件 1 排量反向, 作为能量转换元件工作。

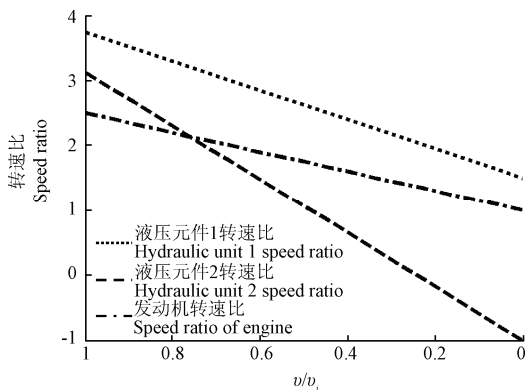


图 7 分流工况下系统转速特性

Fig.7 Rotational speed characteristics under power-split condition

由流量平衡和转速条件确定的流量特性如图 8 所示。

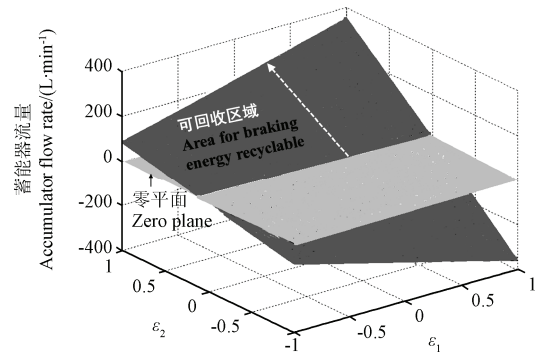
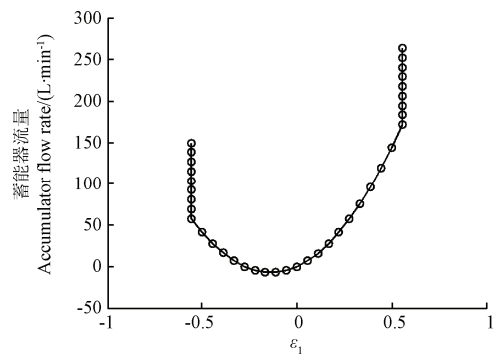


图 8 制动能量回收流量场

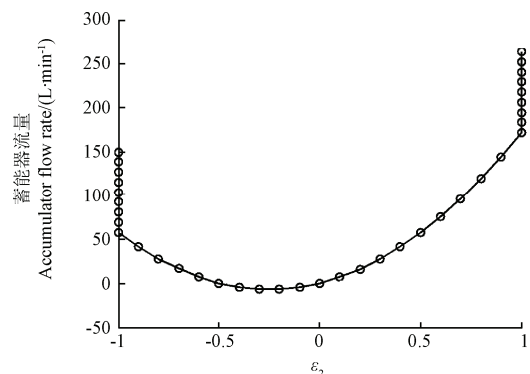
Fig.8 Flow field by braking energy recuperation under power-split condition

由转矩平衡条件可以进一步获得液压元件 1 和 2 的调节特性, 如图 9 所示。可实现制动能量回收的液压元件的调节区间为

$$\begin{cases} -0.62 \leq \varepsilon_1 \leq -0.28, & -0.15 \leq \varepsilon_1 \leq 0.62 \\ -1 \leq \varepsilon_2 \leq -0.5, & 0 \leq \varepsilon_2 \leq 1 \end{cases} \quad (18)$$



a. 液压元件 1 调节特性与蓄能器流量关系
a. Hydraulic unit 1 displacement vs. accumulator flow



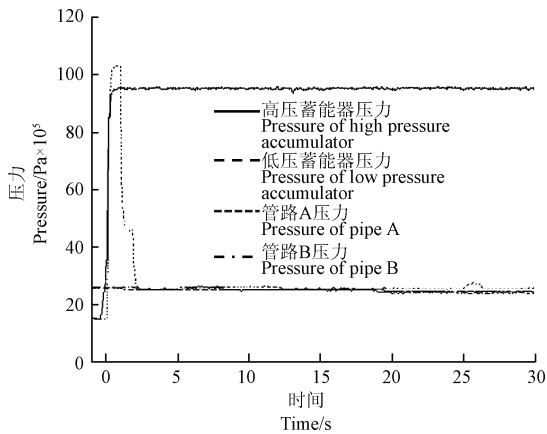
b. 液压元件 2 调节特性与蓄能器流量关系
b. Hydraulic unit 2 displacement vs. accumulator flow

图 9 分流工况下转矩条件确定流量约束

Fig.9 Constrain condition of fluid flow based on moment condition under power split condition

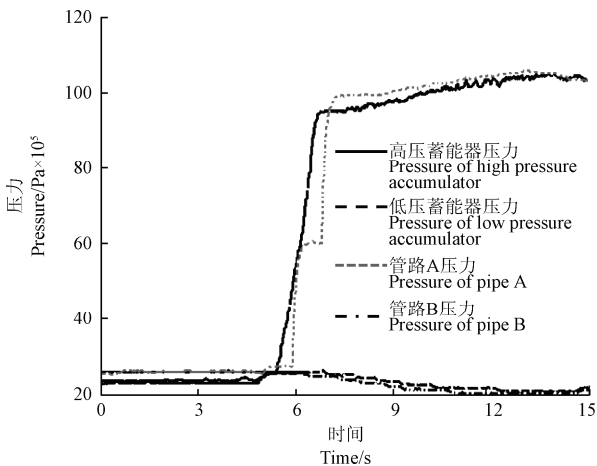
5 制动能量回收试验

搭建台架试验台对上述分析结论进行验证^[16]。由动态仿真试验台的动力输出端模拟发动机准稳态输出特性，驱动飞轮负载加速，分别以循环工况和分流工况作为制动初始工况研究其制动能量回收特性（图 10 所示）。图 10a 循环工况的转速为制动初始速度，液压机械储能传动制动过程系统压力响应特性，以实现流量、转速和转矩平衡，只能在极小范围实现，系统只能在 1~2 s 内产生较高压力，不能在调速区间大范围满足制动能量回收条件，仅能以脉冲形式回收部分制动能量。分流工况制动能量回收特性如图 10b 所示，可以形成系统连续高压，可在较大调速范围实现制动能量回收，回收潜力较循环工况高 60%以上。



a. 循环工况制动压力特性

a. Pressure characteristics under power recycle braking condition



b. 分流工况制动压力特性

b. Pressure characteristics under power split braking condition

图 10 试验结果

Fig.10 Bench testing results

6 结论

分矩式液压混合动力系统制动能量回收条件

苛刻，分流工况和循环工况均存在不可实现区域，功率循环工况只能实现局部制动能量回收，分流工况可实现较大速比区间的制动能量回收：

1) 分矩汇速式液压混合动力系统在低速区间，满足能量回收流量、转矩和转速条件区间很小，难以形成持续高压，制动能量回收能力有限，且效率低。

2) 中高速运行工况下，满足流量、转矩等条件的区域，液压元件 1、2 同为驱动元件时可实现制动能量回收。

3) 功率循环工况的制动能量回收潜力较循环工况高 60%以上。

因此，充分利用分矩汇速式分流传动的高速区域优势，具有分速汇矩模式和分矩汇速模式的双行星排多模式混合动力系统将具有更大节油潜力，是下一步研究的重点。

[参 考 文 献]

- [1] 中国车用能源研究中心. 中国车用能源展望 2012[M]. 北京: 科学出版社, 2011.
- [2] 杜玖玉, 王贺武, 黄海燕. 混联式液压混合动力系统储能元件参数优化[J]. 农业工程学报, 2012, 28(6): 39-43.
Du Jiuyu, Wang Hewu, Huang Haiyan. Parameters optimization of energy storage element in parallel-series hydraulic hybrid power system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(6): 39-43. (in Chinese with English abstract)
- [3] 范文清, 杨琳. 商用车节能任重道远[J]. 轻型汽车技术. 2008(10): 63-64.
- [4] 韩超. 如何推动商用车节能减排技术的发展[J]. 商用车, 2012(21): 81-82.
- [5] Johri R, Baseley S, Filipi Z. Simultaneous optimization of supervisory control and gear shift logic for a parallel hydraulic hybrid refuse truck using stochastic dynamic programming[J]. ASME Conference Proceedings, 2011, 2011(54754): 99-106.
- [6] Hui S, Junqing J. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader[J]. Automation in Construction. 2010, 19(2): 213-220.
- [7] Lin T, Wang Q, Hu B, et al. Research on the energy regeneration systems for hybrid hydraulic excavators[J]. Automation in Construction. 2010, 19(8): 1016-1026.
- [8] Deppen T O, Alleyne A G, Stelson K A, et al. Predictive energy management for parallel hydraulic hybrid passenger vehicle[J]. ASME Conference Proceedings,

- 2010, 2010(44182): 185—192.
- [9] Wang X, Yu A, Chen W. Optimal matching on driving system of hydraulic hybrid vehicle[J]. *Procedia Engineering*, 2011, 15(0): 5294—5298.
- [10] Deppen T O, Alleyne A G, Stelson K A, et al. Optimal energy use in a light weight hydraulic hybrid passenger vehicle[J]. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2012, 134(4): 41009—41011.
- [11] Ramakrishnan R, Hiremath S S, Singaperumal M. Open loop dynamic performance of series hydraulic hybrid system with hydrostatic regenerative braking[J]. *ASME Conference Proceedings*, 2011, 2011(44403): 1959—1970.
- [12] Taghavipour A, Foumani M S, Boroushaki M. Implementation of an optimal control strategy for a hydraulic hybrid vehicle using CMAC and RBF networks[J]. *Scientia Iranica*, 2012, 19(2): 327—334.
- [13] B. B. High Power, High Value, Hydraulic Hybrids[R]. USA: Eaton Corporation—Fluid Power Group, 2008.
- [14] Kaiser T. UPS to Use 40 New Hydraulic Hybrid Vehicles in Baltimore [EB/OL]. <http://www.dailytech.com/UPS+to+Use+40+New+Hydraulic+Hybrid+Vehicles+in+Baltimore+Atlanta+/article+27846.htm>, 2012-10-30/ 2012-12-30.
- [15] Fleets & Fuels. Parker Sees Hydraulic Hybrid Sales Surge[EB/OL]. <http://www.fleetsandfuels.com/fleet-order/2012/06/parker-sees-hydraulic-hybrid-sales-surge/,2012-6-10/2012-12-30>.
- [16] 杜玖玉. 车辆液压机械储能传动技术研究[D].北京: 北京理工大学, 2009.
Du Jiuyu. Research on Technologies of Hybrid Hydro-mechanical Powertrain for Vehicle[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2009. (in Chinese with English abstract)
- [17] Cheong K L, Li P Y, Chase T R. Optimal Design of Power-Split Transmissions for Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles[C]//O'Farrell Street, San Francisco, CA, USA: 2011.
- [18] Cheong K L. Comparison between Input Coupled and Output Coupled Power-split Configurations in Hybrid Vehicles[Z]. 2011: 2012.
- [19] Borhan H A V A. Predictive energy management of a power-split hybrid electric vehicle[C]. 2009.
- [20] Vermillion S D. Modeling a Hydraulic Hybrid Drivetrain: Efficiency Considerations[D].Columbia: University of Missouri- Columbia, 2011.
- [21] Tavares F, Johri R, Filipi Z. Simulation study of advanced variable displacement engine coupled to power-split hydraulic hybrid powertrain[J]. *ASME Conference Proceedings*. 2009, 2009(43406): 463—476.
- [22] Tavares F, Johri R, Filipi Z. Simulation study of advanced variable displacement engine coupled to power-split hydraulic hybrid powertrain[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133(12): 122803—122812.
- [23] Zimmerman J, Hippalgaonkar R, Ivantysynova M. Optimal control for the series-parallel displacement controlled hydraulic hybrid excavator[J]. *ASME Conference Proceedings*, 2011, 2011(54754): 129—136.
- [24] Aitzetmüller H. Steyr S-Matic:The Future CVT System[C]//Seoul: 2000.
- [25] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [26] 李成功. 液压系统建模与仿真分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.
- [27] 余志声. 汽车理论 (第 5 版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.

Braking energy recuperation performance of input coupled power-split hydraulic hybrid powertrain

Du Jiuyu^{1,2}, Zhang Honghui³, Wang Hewu^{1,2}

(1. State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing, 100084 China;

2. China Automotive Energy Research Center (CAERC), Tsinghua University, Beijing, 100084, China;

3. China Automotive Technology & Research Center, Beijing 100070, China)

Abstract: The fuel economy of the heavy-duty vehicles in China is relatively lower than that of advanced technologies in the world, and the fuel consumption of heavy duty commercial vehicles are very high, so energy-saving and advanced powertrain technologies for fleet users are urgently required, especially for the vehicles operating under city driving condition with heavy traffic jams. The power hybrid technologies are the

best solution to improve the efficiency of heavy-duty commercial vehicles. Due to the benefit of high power density, hydraulic hybrid powertrains have more advantages than hybrid electric powertrains, especially under an urban duty cycle. Among all the configurations of hydraulic hybrid, the compound configuration has great energy saving potential. Targeting to improve the fuel economy of commercial vehicles with input couple hydro-mechanical transmissions operating under condition of frequent stop-and-go, the performance of braking energy recovery was examined. Many researches on regenerative braking performance of output couple hydro-mechanical transmissions have been conducted, but less has been reported on input coupled types. However, the input coupled hydro-mechanical transmissions were applied more widely than the output coupled ones. In the paper, the regenerative braking condition was investigated. When $v \leq \frac{3\pi r}{25} \left(\frac{k}{1+k} \right) n_e$, the hybrid powertrain

operating status is the power cycle condition, and when $v > \frac{3\pi r}{25} \left(\frac{k}{1+k} \right) n_e$, the hybrid powertrain operating status

is the power split condition. The power flow under different braking scenarios was analyzed, including the power-split condition braking and the power cycle condition braking. Based on the different braking scenarios, the equations of speed, flow, and torque balance were proposed to get operating region for recovering braking energy. Under different modes, the hydraulic unit 1 and 2 adjusting strategy was determined. Under the power cycle condition, the hydraulic unit 1 and hydraulic unit 2 must be adjusted by the rules of $0 < \varepsilon_1 \leq 0.57$ and $0 < \varepsilon_2 \leq 1$. Under the power cycle condition, if the condition is met, the flow field for braking energy recovery is very small, and the fluid flow is low. Under the power split condition, the hydraulic unit 1 and hydraulic units 2 must be adjusted by the rules of $-0.62 \leq \varepsilon_1 \leq -0.28$, $-0.15 \leq \varepsilon_1 \leq 0.62$ and $-1 \leq \varepsilon_2 \leq -0.5$, $0 \leq \varepsilon_2 \leq 1$. If braking under the power split condition, the rotary speed of hydraulic unit 1 and hydraulic unit 2 decreased synchronously. In the first stage of braking, hydraulic units 2 acted as a pump. If the torque equation was met, the vehicle speed down to some value, the hydraulic unit 2 will rotate reversely and act as a hydraulic motor. To recovery the braking energy, the hydraulic unit 1 must operate in the reverse direction, acting as a hydraulic motor. To verify the analysis, the bench test for an input coupled hydraulic hybrid transmission was set up, and the braking energy recovery testing was done. The results show that for an input coupled type hydraulic hybrid powertrain, the braking energy recuperation efficiency within a low speed region is fairly low, and within a medium-high speed region, the hydraulic units adjusting areas were two separate parts with an invalid middle zone. From the view of system efficiency, the regenerative braking potential at the high-speed region is higher than at the low speed region. For hybrid system design, the multi-range transmission configurations were strongly recommended.

Key words: vehicles, power control, energy storage, braking energy recovery

(责任编辑: 鲍洪杰)