DOI: 10.3901/JME.2015.22.168

共振型液压脉动衰减器研究现状及展望*

欧阳小平 李磊 方旭 杨华勇

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室 杭州 310000)

摘要: 压力脉动通常被认为是振动和噪声的主要来源,使用合适的方法衰减压力脉动对液压系统的减振降噪有着十分重要的意义。共振型液压脉动衰减器由于能够有效衰减固有频率附近的压力脉动、压力损失小、变换类型多、成本低、可靠性高,在实际中得到了广泛的运用。在归纳总结国内外研究现状的基础上,将共振型脉动衰减器分为H型、多腔体型、流体-结构耦合振动型三类,并分别阐述各个类别的研究进展及使用性能。对各个类别的共振型脉动衰减器性能特点进行比较以方便用户合理选用设计。针对现存技术存在的不足,阐述今后研究的重点方向并指出紧凑性好、通用性高、频率适应性强是未来共振型液压脉动衰减器的发展趋势。提出一种新型拓扑结构的共振型脉动衰减器,该种衰减器能够灵活调整自身形状以适应严苛的安装空间要求。

关键词: 液压系统;脉动衰减器;共振型

中图分类号: TH137

Research Status and Prospects of Resonant-type Hydraulic Pulsation Attenuators

OUYANG Xiaoping LI Lei FANG Xu YANG Huayong

(State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic System, Zhejiang University, Hangzhou 310000)

Abstract: Pressure pulsation is generally considered as the main source of vibration and noise, attenuating the pressure pulsation in an appropriate method has a very important significance for reducing vibration and noise in the hydraulic system. Due to the effectiveness in attenuating the pressure pulsation near the nature frequency, small pressure loss, conversion of many kinds, low cost and high reliability, resonant-type hydraulic pulsation attenuators have been widely used in practice. After summarizing the research status, the resonant-type hydraulic pulsation attenuators are classified into three categories: Helmholtz resonator, multiple-chamber type and fluid-structure coupled vibration type, research progress and performance of each category are expounded respectively. Comparisons are conducted among the performance characteristics of each category resonance-type pulsation attenuator to facilitate the users to chose and design them properly. For the deficiency of current technology, the focus direction of the further research is elaborated and it is concluded that good compactness, nice versatility, excellent adaptability of attenuation frequency is the future trend of development of resonant-type hydraulic pulsation attenuator. Finally, a resonant-type pulsation attenuator of new topology structure is proposed, this kind of attenuator can flexibly adjust its shape to fit the demanding space requirements.

Key words: hydraulic system; pulsation attenuator; resonant-type

0 前言

随着液压系统向高压大功率方向发展,振动和噪声已经成为一个迫切需要解决的问题,其不仅影响系统性能,甚至会导致系统失效、设备毁坏。因此分析振动和噪声产生机理,并采取相应的措施减小甚至消除其带来的不利影响,具有十分重要的意义。压力脉动通常被认为是液压系统振动和噪声的

主要来源^[1]。通常可以利用三种主要途径进行液压系统的减振降噪^[2]:①减少振动源影响,如优化泵设计^[3],降低泵输出流量脉动、避免气蚀现象;②合理布置管路及元件,调整系统阻抗,避免共振,降低压力脉动,常用措施有泵出口接软管以隔离泵壳体的振动、优化管路及卡箍布局^[2-6]等;③安装脉动衰减器,特别是在泵源、管路布局等被限定的情况下,衰减给定频率范围内的压力脉动,是一种非常有效灵活的方法。

液压脉动衰减器是依据空气消声器原理,针对液压系统工作介质的物理特性而设计的用来衰减和吸收液压系统压力脉动的装置^[7],也称作液压消声

* 国家自然科学基金(51275450)、国家重点基础研究发展计划(973计划, 2014CB046403)和国家创新群体(51221004)资助项目。20141223 收到初稿,20150812 收到修改稿

器或者液压滤波器。按是否引入次级脉动源可将液压脉动衰减器分为主动与被动两类: 主动式脉动衰减器通过引入与初级脉动源幅值相等、相位相反、随初级脉动源变化的次级脉动源进行叠加, 实现脉动的主动衰减, 其本质是通过对系统施加能量来衰减脉动, 一旦匹配失当反而会加大原系统的脉动, 具有成本高、可靠性差等问题, 目前大都还停留在实验室阶段^[8-9]; 被动式脉动衰减器通过结构及参数的合理设计被动地适应脉动源, 衰减脉动, 具有成本低、可靠性好等优点, 有良好的应用价值。

针对被动式脉动衰减器, 根据抗性消声器的原理, 液压系统中对应的衰减器主要有共振型、扩张室型(C 型、K 型)、干涉型(T 型及 Quincke 管)三种: 其中共振型液压脉动衰减器由于在固有频率附近衰减效果好、压力损失小, 变换种类多, 是一种应用范围很广的被动式脉动衰减器; 而扩张室型、干涉型衰减器结构形式相对固定, 限制了其应用范围。本文结合国内外研究现状, 针对共振型脉动衰减器的原理、类型及其衰减特性进行分析、归纳总结, 为合理地设计及使用共振型脉动衰减器提供指导, 并对共振型脉动衰减器未来发展方向进行展望。

1 工作原理

H 型脉动衰减器为基本型共振型脉动衰减器, 其他类型共振型脉动衰减器基本都在 H 型衰减器的基础上发展而来。H 型脉动衰减器, 又称亥姆霍兹脉动衰减器, 如图 1 所示, 基本结构由腔体和其连接的颈部组成。

图 1 H 型脉动衰减器及其类比模型

油液在颈部和腔体中的运动分别主要体现为惯性和容性, 可以将其等效成一个弹簧质量系统^[8, 10], 颈部对应质量 m , 腔体则对应弹簧 k , 组成一个独立的振动子系统。理想情况下当脉动源频率即激励源频率等于其固有频率等于时, 该振动子系统处于共振状态, 脉动能量全部被衰减器吸收, 不会影响衰减器下端的液压系统。即共振型脉动衰减

器的基本工作原理是利用振动子系统的共振来吸收主系统的脉动能量从而衰减脉动。

式(1)给出了利用集中参数法求出的 H 型脉动衰减器固有频率^[10], 可以看出 H 型脉动衰减器固有频率与压力波速及颈部截面面积成正比, 与颈部长度及腔体体积成反比。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\beta(A_n)^2/V}{\rho A_n l}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_n}{lV}} \quad (1)$$

式中, β 、 ρ 分别为液压油体积模量和密度; A_n 为颈部截面积, $A_n = \pi d^2/4$; V 、 l 、 d 分别为腔体体积、颈部长度及颈部直径(图 1); $c = (\beta/\rho)^{0.5}$ 为压力波在液压油中的传播速度, 一般是声速的 3~4 倍^[11]。

一般用传递损失(Transmission loss, TL)和插入损失(Insertion loss, IL)来衡量评价液压脉动衰减器的衰减性能^[1]。传递损失在声学上是指在无回声终端条件下(无限长管道)入射声能和透射声能之差; 插入损失定义为不安装消声器和安装消声器辐射声能之差^[12]。两者区别在于: 传递损失不需要掌握源阻抗和负载阻抗的信息, 更适合于对衰减器本身的性能进行研究及不同衰减器之间性能的比较^[1]; 而插入损失需要对源阻抗进行测量, 能真实反映衰减器在实际系统中使用的性能, 因此在大多数应用场合作为最终设计依据^[1, 12]。

2 H 型脉动衰减器

H 型脉动衰减器结构简单可靠, 能够在一个窄的频率范围内高效地衰减脉动^[8, 11]。由于其衰减频带比较窄, 对其固有频率必须经过认真计算, 否则会导致设计的偏差^[13]; 另外由于压力波速较高, 在衰减相对较低频率的液压脉动时 H 型脉动衰减器往往显得体积过大^[11], 限制了其使用范围。围绕 H 型脉动衰减器的研究工作主要可以分为: ① 计算模型的精确化以满足设计(尤其是特殊形状的 H 型脉动衰减器)的要求; ② 小型化以适应安装空间受限的场合。

在分析计算模型的精确化方面, 由于油液在衰减器中流动本质上是分布式参数的, 集中参数建模法并没有考虑液压油在衰减器里的具体流动状态(如截面突变处), 也无法处理复杂形状的衰减器等, 分析精度自然受到影响。KELA^[8]认为 H 型脉动衰减器的一个主要问题是(固有频率)试验和计算结果间的差异。差异的原因在于: 按一维平面波传播模型建模时忽略了面积不连续处产生的高阶模态影响^[12-14]; 把腔体等效成弹簧时没有考虑腔体内流体

的质量(弹簧质量)和腔体壁的刚度^[8]。为补偿这种影响,通常在原来颈部长度基础上附加一个修正长度来计算固有频率^[11-14],如图 1 所示,用 l_m 代替 l ,此时固有频率见式(2),或把 $1/3$ 的腔体油液质量折合进颈部油液质量进行固有频率的计算^[8],如式(3)所示,在实际建模过程中可利用三维压力波传播模型、传递矩阵模型、计算流体力学(Computational fluid dynamics, CFD)进行精确建模,根据建模结果做出修正。

$$f_c = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_n}{l_m V}} \quad (2)$$

$$f_m = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A_n^2}{V(A_n l + V/3)}} \quad (3)$$

图 2 H 型脉动衰减器的小型化改进

在小型化改进方面, 俄亥俄州立大学的 SELAMET 等^[13, 15]做了一系列的工作。在文献[15]中系统考察了带延伸颈部的 H 型脉动衰减器的衰减特性, 见图 2a、2b。研究结果表明, 在不增加 H 型脉动衰减器腔体体积及占用空间的前提下, 大延伸长度和收缩延伸部分有助于降低固有频率, 而孔数的增多则降低了延伸部分带来的效果。值得注意的是在颈部总长度不变的情况下, 改变在腔体内部和外部的颈部长度之比(即 l_e/l), 对衰减特性几乎没有影响。文献[14, 16]则表明颈部的偏置和逐渐收缩的颈部有利于固有频率的降低, 对安装空间受限的 H 型脉动衰减器具有重要意义。

为扩宽 H 型脉动衰减器衰减频率范围, 使得其能够适应工况参数的变化(如泵的转速), 自适应调节 H 型脉动衰减器也越来越多地被相关学者研究:

文献[4]采用电磁铁组件驱动滑块的方式来改变 H 型脉动衰减器颈部的通流面积, 利用阻尼小孔平衡执行机构的两端压力和改善动态特性, 从而使 H 型脉动衰减器的固有频率能够根据发动机转速信号自动调节; KELA 等^[8, 17]则通过控制活塞在腔体内的位置改变腔体容积, 从而调节固有频率, 但目前只应用在低压系统中(0.3 MPa), 可能的原因是衰减器内的液流处于共振状态, 瞬态压力在较高的系统压力下会达到很高的幅值, 加大了活塞控制机构的设计难度。

3 多腔体型脉动衰减器

对于 H 型脉动衰减器来说, 其仅仅由一个空腔和连接该空腔到主路的颈部(细管)构成, 具有单一共振频率, 只对共振频率附近的脉动有较好的衰减效果, 而对其他频率段的脉动几乎不起作用。然而对于一般液压系统来说, 除基频外, 还伴随着高次谐波脉动, 加之泵的转速由于工况的不同发生变化, 单一共振频率的脉动衰减器已经不能满足要求。针对该问题, 各国学者对多腔体脉动衰减器开展了研究。KOJIMA 等^[18]提出一种多自由度 H 型流体脉动衰减器, 如图 3a 所示。该脉动衰减器将多个 H 型脉动衰减器串联, 按照空腔-颈部-空腔-颈部的方式排列, 其中空腔体积为 V_i 、颈部长度和直径分别为 l_i 和 d_i ($i=1, 2, 3$)。通过合理设计各个空腔和细管的尺寸, 即可错开各个共振频率, 使得衰减器在多个频率段有效工作。为有效配置该种类型的脉动衰减器多个振动频率, GUAN 等^[19]利用集中参数法对一个 3 自由度的 H 型脉动衰减器开展了相关建模仿真工作, 将其等效为一个 3 自由度的质量 m_i -弹簧 k_i 系统 ($i=1, 2, 3$), 如图 3b 所示, 得出各个共振频率的表达式后, 运用旋转矢量优化的方法, 使得 3 个共振频率分别等于脉动的基频、二次谐波、三次谐波。

(a)结构示意图

(b)集中参数模型

图 3 多自由度串联型 H 型脉动衰减器

由于多自由度串联型的 H 型脉动衰减器可能会在高频率段衰减脉动能力不足^[16], 而且一个参数的改变会改变多个共振频率, 导致共振频率不易配置。为克服这个缺陷, 一种多自由度并联型的脉动衰减器被提出, 每个共振腔单独作用, 不受其他腔体的影响。借鉴在噪声控制中广泛使用的穿孔板共振吸声原理, 多孔同心式脉动衰减器(可以看成由多个单一腔共振腔并联而成)被提出, 其在液压系统中的应用也被学者研究, 如图 4 所示。曾祥荣等^[20]运用集中参数法对多孔同心式脉动衰减器的衰减特性进行了研究, 通过合理设计安装位置, 孔深及穿孔率等参数, 可以很好地衰减给定频率范围内的脉动。章寅^[21]也对多孔同心式脉动衰减器的衰减特性进行了研究, 结果表明前接管道长度及节流负载大小对该衰减器衰减特性有较大影响, 而系统背压变化引起的衰减特性变化则不明显。

图 4 多孔同心式脉动衰减器

4 流体-结构耦合振动式衰减器

以上论及的液压脉动衰减器在设计和建模过程中往往只考虑油液的压缩性, 而把管壁或腔体壁当成刚体来处理。流体-结构耦合振动式脉动衰减器则主要利用结构在脉动压力下的位移或变形来吸收脉动能量。当脉动频率与结构固有频率接近或相等时, 结构发生共振, 振幅和振动速度都达到最大值, 吸收的脉动能量也最高, 衰减效果最好。利用这一原理, 研究者们设计出了各种流体-结构耦合振动式脉动衰减器。

4.1 基于质量-弹簧振动系统的脉动衰减器

质量-弹簧动态系统作为一类在机械振动系统广泛使用的基本模型, 在液压脉动衰减器的设计中也得到了应用。奥地利的 MIKOTA 等^[22]设计了一种由活塞和液压弹簧构成的紧凑型液压脉动衰减器, 如图 5 所示, 弹簧起着支撑和对中活塞的作用, 活塞及其配合孔留有适当的间隙, 平衡腔体内外压力, 以适应各种压力等级, 通过调节腔体体积可以调节等效液压弹簧刚度从而改变其固有频率。

高峰等^[6, 23]设计了一种基于质量-弹簧振动系

统的脉动衰减器, 与 MIKOTA 设计不同之处在于该脉动衰减器采用机械弹簧, 可直接并联安装在泵出口油口位置, 衰减泵出口压力脉动, 如图 6 所示。为方便调节弹簧刚度以适应工况的需要, 该脉动衰减器的弹簧采用了多个贝氏垫圈反向叠加的形式, 改变叠加弹簧个数即可方便调整刚度, 试验表明, 使用该压力脉动衰减器后, 泵在 28 MPa、最高转速下的压力脉动降低明显。

图 5 基于质量-液压弹簧振动系统的压力脉动衰减器

图 6 基于质量弹簧振动系统的压力脉动衰减器

4.2 基于柔性膜或薄板振动系统的脉动衰减器

利用处于拉伸状态的柔性膜和弹性薄板的特性, 贺尚红等提出了基于柔性膜或薄板振动的液压脉动衰减器^[24-25], 如图 7a 所示, 用处于拉伸状态的弹性薄膜或弹性薄板的振动取代弹簧-质量系统来吸收脉动能量, 薄板/柔性膜周边固定, 静压平衡孔和薄板、柔性膜后的平衡腔构成了 H 型脉动衰减器, 两者共同工作, 起到双重滤波的作用, 该类型脉动衰减器能在一个较宽的频率范围内工作。由于弹性薄板在脉动流体压力下发生小挠度变形(由于静压平衡孔的存在, 这样的假设是合理的), 只考虑薄板的弯曲变形, 结合载流薄板振动理论可得到其共振频率, 该共振频率随着薄板厚度及半径的变化而改变^[25]。而对于由橡胶材料构成的柔性膜来说, 考虑其低模量、高延展性、橡胶材料非线性的特点以及随柔性膜振动的附加油液质量, 需要借助相关软件进行流固耦合意义下的固有频率分析^[24]。

为进一步扩宽工作范围, 一种多自由度薄板振动式脉动衰减器被提出^[26], 如图 7b 所示, 该脉动衰减器将多个不同半径、厚度均匀的弹性薄板固定在刚性板上, 每个弹性薄板均为一个振动子系统,

各子系统共振频率错开,使得广谱脉动衰减成为可能,试验结果表明,该种类型的脉动衰减器在 50~1 000 Hz 的范围内,插入损失可达 10 dB 以上,脉动衰减效果较好。

图 7 基于柔性膜或薄板振动系统的脉动衰减器

4.3 基于充气皮囊的脉动衰减器

气囊式蓄能器通常以类似于 H 型滤波器的方式(并联方式)连接到液压系统中。由于蓄能器本体刚度小,其固有频率总是低于泵源脉动频率^[2]。对于一般的皮囊式蓄能器来说,其所能衰减的最高脉动频率为 100 Hz,超过该频率的蓄能器则须经特殊的设计^[27]。赵克定等^[28]对一种以串联方式连接在液压系统的皮囊式蓄能器的脉动衰减性能开展了研究,如图 8a 所示,进出油阀经重新设计。由于降低了入口的当量质量^[2],串联安装较并联安装的皮囊式蓄能器在较宽的频率范围内,有更优良的脉动衰减性能。刑科礼等^[29]提出一种新型串联式囊式蓄能器,如图 8b 所示,研究结果表明在 5 MPa 系统压力下,该蓄能器对 112~288 Hz 范围内的压力脉动均能进行有效衰减。

图 8 串联囊式蓄能器结构示意图

由于充气皮囊具有良好的可压缩性,且压缩性

可通过改变预充气压力调节,一种基于充气皮囊和穿孔层,串联于管路系统的脉动衰减器被提出^[30],如图 9 所示,其中细穿孔层用于防止脉动衰减器未工作时皮囊在预充压力的作用下挤出。此种类型的脉动衰减器 Wikers&McLean^[31]、Parker、Pulse&Guard 公司都有生产,使用压力可增至 34.5 MPa,能够进行广谱脉动衰减,在实际使用中取得了良好的效果。佐治亚理工大学的 MAREK 等^[32]建立了此类脉动衰减器的线性声学模型并进行了试验研究,结果表明频率低于 1 300 Hz 时,模型与试验结果有较好的一致性。为解决该种脉动衰减器在变压力工况中衰减效果不好的问题,GRUBER 等^[33]考虑一个工作周期压力变化情况和脉动频谱,基于 MAREK 的模型,对皮囊充气压力进行了优化。

图 9 Wikers&McLean WM 系列脉动衰减器

4.4 基于柔性材料的脉动衰减器

利用脉动衰减器里安装的柔性衬里来降低压力波传播速度,从而使得紧凑性的脉动衰减成为可能^[11],佐治亚理工大学的 EARNHART 等^[11]正在开展此方面的研究,设计了一种使用柔性衬里的 H 型脉动衰减器,如图 10 所示。从集中参数的角度来说,由于柔性材料的强可压缩性使其表现出巨大的容性,在其他条件不变的情况下,使用柔性衬里的衰减器相比未使用的情况空间尺寸可以缩小两个数量级^[11]。对使用老化、未老化聚氨酯衬里和普通的 H 型脉动衰减器的对比试验结果表明,在系统压力 2.07 MPa,腔体容积 0.31 L 的情况,其共振频率分别为 37 Hz、228 Hz、347 Hz,因此可以通过改变柔性衬里的材料成分而不必改变衰减器的外形尺寸来调节共振频率。对于使用老化聚氨酯衬里的 H 型脉动衰减器来说,随着系统压力升高,衰减器共振频率也随着升高,衰减特性受系统压力影响较大。

KOJIMA 等^[34]和 LAU 等^[35]研究了金属波纹管形式的 H 型脉动衰减器的衰减特性, 结果表明采用波纹管使得 H 型脉动衰减器实现了小型化设计。

图 10 使用柔性衬里的液压脉动衰减器

5 讨论

共振型脉动衰减器结构类型多, 在船舶^[31]、航空^[4, 6]、工程机械^[36]等领域得到了广泛应用。实际使用中可以根据不同的应用场合或要求灵活地选用不同类型的脉动衰减器。表 1 列出以上所论述的几种典型的衰减器试验性能曲线^[1, 11, 15, 25, 32]。为方便对比, 除薄板振动式脉动衰减器外, 衰减效果均用传递损失表示。对比可以发现: 共振型脉动衰减器在固有频率处脉动衰减效果最好; 共振子系统的个数决定了共振型脉动衰减器的工作频率范围; 衰减器里元件特性是否随系统稳态压力变化则决定了衰减器的通用性; 而对紧凑型要求较高的场合, 引入除容腔、细管之外的结构部分地解决了油液弱可压缩性带来的压力波速过高的问题。性能特点具体可总结如下。

(1) H 型脉动衰减器通用性较强, 在各个压力等级下均能很好地工作, 并且可以通过局部的改进以适应安装空间要求, 但由于其共振频率单一、工作频带窄, 以及衰减较低频率脉动时体积过大, 并不适合在脉动频率变化和安装空间严格受限的场合使用, 即频率适应性及紧凑性较差。

(2) 自适应 H 型脉动衰减器及多腔体脉动衰减器(包括多孔同心式脉动衰减器)解决了 H 型脉动衰减器频率适应性差的问题, 但紧凑性同样有待改善。

(3) 流体-结构耦合振动式衰减器由于利用了结构的共振来吸收脉动能量, 紧凑性较好, 但某些类型的衰减器通用性及频率适应性不好, 如基于柔性材料或充气皮囊的脉动衰减器衰减特性随系统压力变化而变化, 基于质量-弹簧振动系统的脉动衰减器面临着工作频带窄的问题, 在设计中可以通过开设压力平衡孔等方法提高衰减器的通用性。

表 1 几种典型共振型脉动衰减器实际性能对比

表 2 给出了所论及的脉动衰减器在紧凑性、通用性及频率适应性三方面的性能, 从而为选择使用不同类型的被动共振式脉动衰减器提供依据, 其中“+”、“-”分别表示性能优和差, 不确定则表示无法从总体上对性能优劣做出评价, 要视具体情况而定。

实际选用时, 应首先确定液压系统所处的工况和对安装空间的要求, 如系统工作压力变化是否较大、需要衰减的脉动频率成分是否单一、空间要求是否严苛等。确定系统对衰减器的实际需求后, 根

据表 1 及表 2, 选择出最匹配的衰减器类型后, 进行参数计算, 使得指定频率范围内的压力脉动得到最大程度的衰减。

表 2 被动式共振型脉动衰减器使用性能评价

衰减器类型	紧凑性	通用性	频率适应性
H 型脉动衰减器	—	+	—
自适应 H 型脉动衰减器	—	不确定	+
多腔体型脉动衰减器	—	+	+
流体-结构耦合脉动衰减器	+	不确定	不确定

针对各种应用场合, 已经设计开发出种类繁多的共振式液压脉动衰减器, 但仍面临着一些不足之处: 采用多个类似的振动子系统简单叠加以克服 H 型脉动衰减器频带较窄的缺点(多腔体型、多自由度薄板振动式等), 使得衰减器体积变得庞大; 传统容性及惯性元件如弹簧、容腔、柔性材料及细管、质量块仍被广泛使用; 容性及惯性元件多以分立的形式存在, 使得衰减器不易根据安装空间灵活布置, 尤其安装在空间严苛的场合。设计、使用具有多阶振动模态、体积紧凑的共振元件; 借鉴声学、材料等其他学科领域的新成果, 开发能够用于液压系统中的新型衰减器元件; 利用新型拓扑结构使得脉动衰减器能够根据安装空间灵活变化将是未来共振式液压脉动衰减器发展的重点。

图 11 表示一种新型拓扑结构的共振型脉动衰减器^[37]。和 H 型脉动衰减器不同的是, 容性或惯性并不只体现在某个单独分立元件(如单个容腔或细管)里, 各个不同直径的管道以 T 形节点连接, 互相联通, 可以分布在不同平面上, 使得衰减器可以灵活安装(也可以方便地集成到泵壳内), 避免了大容腔及长细管的使用。利用拓扑优化等工具可以得到最优性能。

图 11 一种新型拓扑结构脉动衰减器

值得注意的是安装衰减器还可以起到降低泵出口阻抗的作用, 通过降低某一频段的阻抗, 从而减小相应的压力脉动^[7]; 在某些条件下不仅不能衰

减某一频率范围的压力脉动, 甚至会放大脉动幅值^[1], 因此, 在实际使用过程中, 即使衰减器固有频率和脉动频率能够很好地匹配, 也应该仔细考虑负载, 安装位置等因素的影响。

6 结论

高压大功率化带来的是液压系统占用空间的缩小及负载敏感、变转速泵源等各种功率适应回路的增多, 即安装空间受限、变转速、变压力场合的增多, 对液压脉动衰减器的频率适应性、通用性、结构紧凑性提出了更高的要求。共振式液压脉动衰减器如何在保持原有优势的基础上, 同时具备紧凑性好、频率适应性强、通用性高的特点, 代表了共振式脉动衰减器未来的发展方向。

尽管有限元、CFD 等技术在液压脉动衰减的分析计算中得到了越来越多的应用, 但与声学消声器相比, 液压脉动衰减器并没有成熟、系统的分析、设计及试验方法, 有待结合液压系统的特点进行更深入、系统的研究。

参 考 文 献

- [1] KOJIMA E, ICHIYANAGI T. Research on pulsation attenuation characteristics of silencers in practical fluid power systems[J]. International Journal of Fluid Power, 2000, 1(2): 29-38.
- [2] 蔡亦钢. 流体传输管道动力学[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1990.
CAI Yigang. Dynamics of fluid transfer pipeline[M]. Hangzhou: Zhejiang University Press, 1990.
- [3] HARRISON K A, EDGE K A. Reduction of axial piston pump pressure ripple[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2000, 214(1): 53-64.
- [4] 王占林. 飞机高压液压能源系统[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2004.
WANG Zhanlin. Aircraft high pressure hydraulic energy systems[M]. Beijing: Beihang University Press, 2004.
- [5] KWONG A H M, EDGE K A. A method to reduce noise in hydraulic systems by optimizing pipe clamp locations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 1998, 212(4): 267-280.
- [6] 高峰. 飞机液压系统泵—管路振动特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
GAO Feng. Investigation into the vibration characteristic of the pump and connected pipeline in the aircraft

- hydraulic system[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2012.
- [7] 曾祥荣. 液压噪声控制[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1988.
- ZENG Xiangrong. Hydraulic noise control[M]. Harbin: Harbin Institute of Technology Press, 1988.
- [8] KELA L. Resonant frequency of an adjustable Helmholtz resonator in a hydraulic system[J]. Archive of Applied Mechanics, 2009, 79(12): 1115-1125.
- [9] de BEDOUT J M, FRANCHEK M A, BERNHARD R J, et al. Adaptive-passive noise control with self-tuning Helmholtz resonators[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 202(1): 109-123.
- [10] SELAMET A, RADAVIDICH P M, DICKEY N S, et al. Circular concentric Helmholtz resonators[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1997, 101(1): 41-51.
- [11] EARNHART N E, CUNEFARE K A. Compact Helmholtz resonators for hydraulic systems[J]. International Journal of Fluid Power, 2012, 13(1): 1-50.
- [12] MUNJAL M L. Acoustics of ducts and mufflers[M]. Chichester: John Wiley & Sons, 2014.
- [13] SELAMET A, JI Z L. Circular asymmetric Helmholtz resonators[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 107(5): 2360-2369.
- [14] DICKEY N S, SELAMET A. Helmholtz resonators: One-dimensional limit for small cavity length-to-diameter ratios[J]. Journal of sound and vibration, 1996, 195(3): 512-517.
- [15] SELAMET A, LEE I. Helmholtz resonator with extended neck[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2003, 113(4): 1975-1985.
- [16] 杜润. 液压系统脉动衰减器的特性分析[D]. 成都: 西南交通大学, 2010.
- DU Run. The characteristic analysis of pulsation dampers in hydraulic systems[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2010.
- [17] KELA L, VÄHÄOJA P. Control of an adjustable Helmholtz resonator in a low-pressure hydraulic system[J]. International Journal of Fluid Power, 2009, 10(3): 29-39.
- [18] KOJIMA E, ICHIYANAGI T. Development research of new types of multiple volume resonators[C]//Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control, University of Bath, UK, 1998: 193-206.
- [19] GUAN Changbin, JIAO Zongxiao. Modeling and optimal design of 3 degrees of freedom Helmholtz resonator in hydraulic system[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2012, 25: 776-783.
- [20] 曾祥荣, 张建成. 多孔同心式液压消声器的研究[J]. 机床与液压, 1990(3): 41-43.
- ZENG Xiangrong, ZHANG Jiancheng. Study of porous concentric hydraulic silencer[J]. Machine Tool and Hydraulics, 1990(3): 41-43.
- [21] 章寅. 液压系统脉动衰减器特性研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2011.
- ZHANG Yin. The Performances of the pressure pulsation attenuator in hydraulic systems[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011.
- [22] MIKOTA J, REITER H. Development of a compact and tuneable vibration compensator for hydraulic systems[J]. International Journal of Fluid Power, 2003, 4(1): 17-31.
- [23] GAO Feng, OUYANG Xiaoping, YANG Huayong, et al. A novel pulsation attenuator for aircraft piston pump[J]. Mechatronics, 2013, 23(6): 566-572.
- [24] 王守兵. 柔性膜片式流体滤波器的研究[D]. 长沙: 长沙理工大学, 2012.
- WANG Shoubing. Research on the membrane fluid pulsation attenuator[D]. Changsha: Changsha University of Science & Technology, 2012.
- [25] 贺尚红, 王雪芝, 何志勇, 等. 薄板振动式液压脉动衰减器滤波特性[J]. 机械工程学报, 2013, 49(4): 148-153.
- HE Shanghong, WANG Xuezhi, HE Zhiyong, et al. Filtering properties of thin plate hydraulic pulsation attenuator[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(4): 148-153.
- [26] 贺尚红, 桑青青, 贺华波, 等. 基于机械吸振原理的多自由度薄板振动式脉动衰减器滤波特性[J]. 中南大学学报, 2014, 45(5): 1457-1462.
- HE Shanghong, SANG Qingqing, HE Huabo, et al. Filtering properties of fluid pulsation attenuator with multiple thin plate based on absorbing principle of mechanical vibration[J]. Journal of Central South University, 2014, 45(5): 1457-1462.
- [27] GARBACIK A, SZEWCZYK K. New aspects of modelling of fluid power control[M]. Wroclaw: Ossolineum, 1995.
- [28] 赵克定, 李尚义, 罗晓鸣, 等. 并联和串联囊式蓄能器的理论分析和数字仿真[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1991, 2(4): 66-74.
- ZHAO Keding, LI Shangyi, LUO Xiaoming, et al. Theoretical analysis and digital simulation of series and parallel bladder accumulator[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1991, 2(4): 66-74.
- [29] 邢科礼, 葛思华. 新型串联囊式蓄能器对油源压力脉动影响的试验研究[J]. 机床与液压, 1998(1): 39-40.