

某型综合试验台水冷却系统的设计

邓英华¹, 王纪森², 刘雄³

(1. 西安外国语大学, 陕西西安 710128; 2. 西北工业大学, 陕西西安 710072; 3. 西安建筑科技大学, 陕西西安 710055)

摘要:为了进行飞机液压系统的附件强度、气密、流量、流量阻力、性能转换等试验,设计了一套综合试验台. 为保证试验台正常运行,试验过程中液压油温度必须控制在一定范围内,按照液压油温控制的使用要求,设计了本套试验台水冷却系统. 首先依据油温控制指标、结合西安地区的天气情况,进行了水冷却装置的方案设计,进而详细进行了试验台液压系统发热功率计算、液压油发热量计算,最终根据计算结果进行了冷却系统的设备选型,整个装置经设计组装投入使用后,运行良好. 水冷却系统的设计达到了整个系统的使用要求,产生了巨大的经济效益和良好的社会效益.

关键词:航空系统; 液压试验; 水冷却系统

中图分类号: V233.91

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2012)02-0289-06

本液压综合试验台项目是中国航空工业总公司西飞国际集团重点技术改造项目,试验设施主要用于飞机液压系统附件强度、气密、流量、流量阻力、性能转换的试验,液压综合试验台主要由试验台体、系统电源、冷却装置、泵组和基于 Ethernet 的测控网络等几部分组成. 其中:

试验台体:主要用于为试验提供各种液压控制回路、标准接头和安装固定被试件.

系统电源:主要包括 AC/DC、DC/DC 电源变换模块,用于给液压综合试验台传感器组件、仪器仪表和其他组成部分提供工作电力.

泵组、油箱:对试验提供动力支持,设两套泵源启动箱,一套位于泵源间,包含油泵软启动器,用于实现油泵电机组的本地控制;另一套位于控制间,用于油泵电机组的远程控制.

冷却装置:该装置由液压油循环系统和冷却水循环系统组成,通过板式水冷换热器进行热交换,从而使进入被试件的油温保持在 $20 \pm 5^\circ\text{C}$ 范围.

基于 Ethernet 的测控网络:通过基于 Ethernet 的测控网络实现对试验过程的控制与数据采集,该网络由两台 IPC 和两台 PLC 组成 Ethernet 测控网络,其中两台 IPC 组成上位机(并将其命名为总控系统)、两台 PLC 组成下位机,并通过 Ethernet 网连成一个工业控制网络. 整个液压综合试验台的组成如图 1 所示.

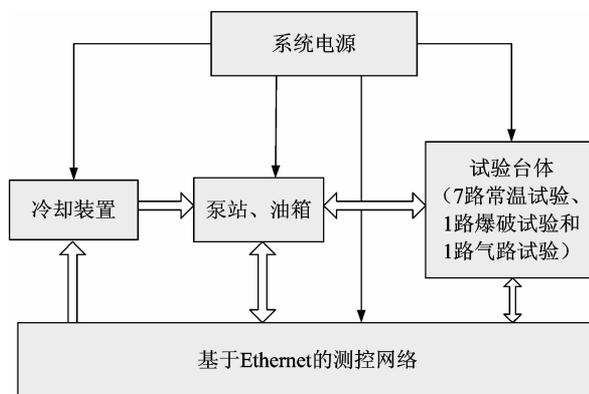


图 1 液压综合试验台的组成框图

Fig. 1 Integrated hydraulic test stand composition diagram

1 冷却系统简介以及指标要求

整套液压综合试验台的使用地点位于西安市阎良区,液压泵站由 3 个泵组组成,其中泵组一由三台流量为 40 L/min 的油泵和一台流量为 120 L/min 的油泵及配套电机构成,泵组二由两台流量为 80 L/min 油泵及配套电机构成,泵组三包括一台流量为 180 L/min 的油泵和配套电机. 每个泵组配备一个油

收稿日期:2012-03-12 修改稿日期:2012-04-10

基金项目:中国航空工业总公司西飞国际集团重点技术改造项目

作者简介:邓英华(1974-),男,内蒙古赤峰市人,硕士,工程师,主要从事暖通空调、虚拟安装工程研究.

箱,油箱容积均为 1 000 L,有效容积均为 800 L. 液压系统工作时会使液压油温度上升,为防止油液温度过高,需采用冷却系统对泵源间三个泵组的油箱进行油液冷却,使油温能够保持在 $20 \pm 5^\circ\text{C}$ 的范围内,经过前期测算一号泵组的发热功率为 45.27 kW,二号泵组的发热功率为 29.6 kW,三号泵组的发热功率为 32.9 kW. 由于现场原有一座流量为 $46.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 的冷却塔可供利用,结合使用地点的气候情况,确定采用约克风冷式冷水机组与原有冷却塔相结合对整个装置的油液进行冷却^[1-4]

1.1 冷却装置指标

保证常温试验时,试验温度 $20 \pm 5^\circ\text{C}$,连续工作 4 h,液压油温仍能保持到 $20 \pm 5^\circ\text{C}$.

1.2 水冷方案的确定

水冷散热系统中的冷水,主要由冷却塔或冷水机组产生. 而冷却塔是靠水蒸发带走热量,所以其输出水的温度决定于冷却塔的湿球温度,一般冷却塔输出冷水温度比冷却塔湿球温度高 2~3 度,在冬季则高出 5~6 度甚至更高,根据查找的气象资料,在夏季,西安湿球温度如表 1 所示.

由上述可知,在夏季气温较高时,冷却塔输出冷却水的温度要高于 25°C ,不可能将液压油冷却到 $20 \pm 5^\circ\text{C}$. 还应考虑到,试验件处的油温通常要高于油箱内的油温,所以要达到甲方使用要求,油箱内的油温必须大大低于 25°C 才行. 要将油恒定到 $20 \pm 5^\circ\text{C}$,冷却水和油的温度至少要有 $\Delta 10^\circ\text{C}$ 的温差,这样板式换热器才能较好的换热,恒定油温.

基于上述原因,设计方案为:采用冷却塔给转送换热器供水,风冷式冷水机给主油箱散热器供水,两路系统相互独立、互不干扰. 当气温高冷却塔出水温度不能满足散热要求的时候,将转送系统的换热器的进出阀门关闭,利用风冷式冷水机产生冷冻水给主油箱的油液进行体外循环冷却,在气温较低的时候,直接采用冷却塔的冷却水对系统回油进行冷却,以节约能源. 在春、秋季过渡时期,风冷式冷水机和冷却塔同时或交替工作.

2 液压系统发热功率计算

系统发热量是由系统的溢流、摩擦、节流等环节引起的,本液压系统发热主要是由液压泵的功率损失发热、阀的功率损失发热、管路等的功率损失发热几部分组成.

2.1 液压泵的功率损失发热量

液压泵的驱动功率计算

$$p_i = \frac{pq}{6 \times 10^7 \eta} = \frac{pq_i}{6 \times 10^7 \eta_m}$$

式中: p 为液压泵的最高实际工作压力(Pa); q 为液压泵的实际流量(L/min); p_i 为液压泵的输入功率(kW); q_i 为液压泵向系统输出的理论流量(L/min); η 为液压泵的总效率; η_m 为液压泵的机械效率; 6×10^7 为单位换算系数. 其中液压泵的最高实际工作压力=工件处压力+管路压力损失 ΔP ,其中工件处压力为 31.5 MPa,同时对于该液压系统进行分析,21 MPa 工作压力,400 L/min 流量为最大功率点.

在本系统中液压泵全是变量泵,故发热功率按驱动功率的 10% 计算,7 台泵产生的热量计算如表 2 所示.

由上三个泵组的液压泵的发热功率分别为 12.6 kW、8.4 kW 和 9.5 kW.

2.2 液压管路功率损失

压力损失 ΔP 的计算:

表 1 西安平均每年最高温度 5~20 天湿球温度统计表

Tab.1 The average annual maximum temperature of Xi'an 5~20 days wet bulb temperature statistics

最热的天数/d	湿球温度/ $^\circ\text{C}$
最热的 5	25.8
最热的 10	25.1
最热的 15	24.5
最热的 20	24.2
最热天下午 13 时湿球温度	26.8

表 2 液压泵发热功率表

Tab.2 Hydraulic pump heating power meter

序号	流量 L/min	驱动功率 /kW	产生的热量 kW
1	40	21	2.1
2	40	21	2.1
3	40	21	2.1
4	80	42	4.2
5	80	42	4.2
6	120	63	6.3
7	180	94.5	9.5

液体在管道中流动的压力损失表现为沿程压力损失和局部压力损失两种形式.

①沿程压力损失计算:
$$\Delta p_{沿} = \lambda \times \rho \times \frac{l}{d} \times \frac{v^2}{2}$$

式中: $\Delta p_{沿}$ 为沿程压力损失(Pa); λ 为管路的沿程阻力系数; ρ 为液体的密度(kg/m³); v 为液体的平均流速(m/s); l 为液体流经管道长度(m); d 为管道内径(m).

沿程阻力系数 λ 与液体的流动状态有关, 即与雷诺数 Re 有关, 紊流时, 当 $Re < 10^5$ 时, $\lambda = 0.316 4Re^{-0.25}$; 当 $10^5 < Re < 10^7$ 时, $\lambda = 0.003 2 + 0.221 Re^{-0.237}$

雷诺系数计算:
$$Re = vd/a.$$

其中, v 为液体的平均流速(m/s); d 为管道内径(m); a 为液体运动粘度.

因为本液压系统选用的是 15 号航空液压油, 故 $a = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$, $\rho = 850 \text{ kg/m}^3$; $l = 30 \text{ m}$.

沿程压力损失计算如表 3 所示.

表 3 沿程压力损失计算表

Tab. 3 The pressure loss calculation table

序号	流量/L · min ⁻¹	内径/mm	壁厚/mm	外径/mm	速度/m · s ⁻¹	压力损失/MPa
1	40	13	2.5	18	5.022 6	1.032
2	120	21	3.5	28	5.774 3	0.971
3	80	17	3	23	5.874 2	0.724
4	180	26	4	34	5.650 5	0.532

②局部压力损失计算:
$$\Delta p_{局} = n \times \xi \times \rho \times v^2 / 2$$

式中: $\Delta p_{局}$ 为局部压力损失(Pa); ξ 为局部压力损失系数, 考虑弯道处角度为 90°, 根据 $\xi = \xi' \frac{\alpha^\circ}{90^\circ}$ 有 $\xi = \xi'$, 取 $R = 3d$, 则 $\frac{d}{2R} = \frac{1}{6}$, 再由机械手册^[5]查得 $\xi' = 0.14$, 所以 $\xi = 0.14$; ρ 为液体的密度(kg/m³); v 为液体的平均流速(m/s); n 为管道的弯头个数, 从泵源间到工位间有 6 个弯头, 所以 $n = 6$

③总压力损失 Δp 如表 4 所示, 管路系统中的总压力损失等于沿程压力损失和局部压力损失之和. 根据公式可得到 $Q = \Delta p \times q$, 其中 ΔP 为管道压降(Pa); q 为管道内液压油的流量(m³/s).

表 4 总压力损失表

Tab. 4 Total pressure loss meter

序号	流量/L · min ⁻¹	速度/m · s ⁻¹	$\Delta p_{沿}$ /MPa	$\Delta p_{局}$ /MPa	Δp /MPa	发热功率/kW
1	40	5.022 6	1.032	0.009	1.041	0.69
2	80	5.774 3	0.971	0.018	0.989	1.32
3	120	5.874 2	0.724	0.018	0.742	1.5
4	180	5.650 5	0.532	0.011	0.533	1.6

从而可计算出三个泵组的管路各自的发热功率值, 即: 泵组一的发热功率为 3.57 kW, 泵组二和泵组三的发热功率各为 2.64 kW 和 1.6 kW.

2.3 阀的功率损失发热

$Q_2 = \Delta p \times q$ 本系统中阀的压降为 0.5 MPa, 从而有阀损失功率如表 5 所示.

2.4 冷却系统发热计算

三台转送泵的功率分别为 7.5 kW、5.5 kW、5.5 kW, 按照发热功率为该泵驱动功率的 15% 计算, 即在该系统中它的发热功率为:

$Q_1 = 7.5 \times 15\% = 1.13 \text{ kW}$

$Q_2 = 5.5 \times 15\% = 0.83 \text{ kW}$

$Q_3 = 5.5 \times 15\% = 0.83 \text{ kW}$

三台冷却油泵的功率分别为 18.5 kW、11 kW、11 kW, 按

表 5 阀损失功率表

Tab. 5 Valve loss power meter

序号	流量/L · min ⁻¹	产生的热量/kW
1	40	0.333
2	80	0.666
3	120	1
4	180	1.5

照最大发热功率为该泵驱动功率的15%计算,即发热功率为: $Q_{1冷}=18.5 \times 15\% = 2.78 \text{ kW}$; $Q_{2冷}=11 \times 15\% = 1.65 \text{ kW}$; $Q_{3冷}=11 \times 15\% = 1.65 \text{ kW}$.

冷却系统的发热功率分别为:泵组一 3.9 kW,泵组二 2.5 kW,泵组三 2.5 kW.

2.5 环境传递油箱热量

现计算主油箱的热量功率,设定油箱在冷却后温度下降到 15°C ,在这里计算外界环境给油箱的热量,具体计算如下^[6]:

当环境温度对主油箱的油液有影响时得知,假设环境温度为 30°C ,该油箱的表面积为: $A=2ab+ah_1+ah_2+bh_1+bh_2=7 \text{ m}^2$

其中油箱的机械尺寸为: $1150 \text{ mm} \times 1320 \text{ mm} \times (800 \text{ mm} + 770 \text{ mm})/2$

此时在计算式按照油箱在环境温度为 30°C 的环境内所吸收的热量为钢板与空气的对流换热和在泵房之间与泵房表面进行辐射换热,根据牛顿冷却公式、斯蒂芬-波尔兹曼定律得出:

$$Q_{1对流} = hA\Delta t = 6.5 \times 7 \times 15 = 682.5 \text{ W}$$

$$Q_{2辐射} = \sigma AT^4 = 0.8 \times 7 \times 5.67 \times 10^{-8} (303^4 - 288^4) = 492 \text{ W}$$

$$Q_{环境总} = 682.5 + 492 = 1174.5 \text{ W} \approx 1.2 \text{ kW}$$

其中 h 称为表面传热系数, $h=6.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; σ 为黑体辐射常数或者称为斯蒂芬-波尔兹曼常数,其值为 $\sigma=5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$,从而环境加给油箱的热量功率基本上为 1.2 kW ,此时假定三个油箱的吸热功率都为 1.2 kW .

2.6 工位摩擦发热功率

在工位上的有用功率对各种试验件进行做功,同时各个试验件在做功的时候要克服摩擦力做功,最终将转化成油液的发热,此时按照有用功率的20%作为发热功率进行计算,以泵组一为例计算:

$$Q_{有用} = Q_{总} - Q_{损失}$$

其中泵组一中的发热功率损失按照上面所计算的得出 $Q_{损失} = 3 \times (0.57 + 0.333) + 12.6 + 1.044 + 1 = 15.4 \text{ kW}$, $Q_{总} = 126 \text{ kW}$.

从而有: $Q_{总} = 126 - 15.4 = 110 \text{ kW}$

即 $Q_{摩擦} = 110 \times 20\% = 22 \text{ kW}$,根据该公式得到其他两个泵组的摩擦功率为:泵组二为 9.7 kW ,泵组三为 10.7 kW .

2.7 液压系统总功率计算

每个泵组的发热量如表6所示.

表6 每个泵组的发热量表

Tab.6 Pump heating scale

序号	泵发热功率 /kW	管路发热功率 /kW	阀发热功率 /kW	摩擦发热 /kW	转送泵发热 /kW	环境传热 /kW	总发热功率 /kW
1号泵组	12.6	0.69	0.333	22	3.9	1.2	45.27
		0.69	0.333				
		0.69	0.333				
		1.5	1.000				
2号泵组	8.4	1.32	0.667	14.6	2.5	1.2	29.68
		1.32	0.667				
3号泵组	9.5	1.6	1.5	16.6	2.5	1.2	32.9

由于该液压系统的最大功率点为:液压油流量为 $400 \text{ L}/\text{min}$,工作压力为 21 MPa ,从而在该表格中得出在最大流量的情况下的最大发热功率为 74.95 kW .

3 设备的选型及计算

3.1 冷水机选择

要选择冷水机,那么应该先确定制冷功率,其制冷功率为:

$Q_{zhi} = Q_{zong} \times n$ 其中 n 为安全系数,在这里取 1.2 . $Q_{zhi} = 74.95 \times 1.2 = 90 \text{ kW}$.为稳妥起见,选择一

台制冷功率为 115 kW 的冷水机组即可满足需要。

3.2 换热器选型

由于泵组一具有代表性,所以先以泵组一为标准,根据热量平衡原则:系统的总发热量功率=冷却水带走的热量功率,即:

$$Q = cq_m \Delta t = cq_v \rho \Delta t$$

其中: $c_{\text{水}} = 4.2 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ $c_{\text{油}} = 1.8 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ $\rho = 0.8 \text{ kg/L}$

假设转送油箱温度从 24°C 到 19°C ,冷却水温度从 12°C 到 17°C ,冷却水理论流量为

$$\frac{270}{60} \times 0.8 \times 1.8 \times 5 = 32.4 \text{ kW} = \frac{q}{60} \times 4.2 \times 5, \text{ 有 } q = 93 \text{ L/min}$$

转送油箱的换热器面积计算^[7]:

由传热方程式:

$$Q = KF\Delta t_m$$

式中: K 为整个传热面上的平均传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F 为传热面积, m^2 ; Δt_m 为两种流体之间的平均温差, $^\circ\text{C}$ 。

由上式可知,要算出传热面积 F ,必须先知道热交换器的热负荷 Q 、平均温差 Δt_m 以及平均传热系数 K 等值。

平均传热系数 $K = 550 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

平均温差 Δt_m 采用对数平均温差计算方法计算得:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t'_1 - \Delta t''_1}{\ln \frac{\Delta t'_1}{\Delta t''_1}} = \frac{(t'_1 - t''_2) - (t'_2 - t''_1)}{\ln \frac{t'_1 - t''_2}{t'_2 - t''_1}}$$

式中: t'_1 为热油温度; t'_2 为冷水温度; t''_1 为冷油温度; t''_2 为热水温度。

从而有各个数值为 $t'_1 = 24^\circ\text{C}$, $t''_1 = 19^\circ\text{C}$, 另外水的前后温度为 $t'_2 = 12^\circ\text{C}$, $t''_2 = 17^\circ\text{C}$, 从而 $\Delta t_m = 12^\circ\text{C}$, 即: $F = \frac{32.4}{550 \times 7} = 8.4 \text{ m}^2$ 。

在这里考虑到冷却塔的流量比较大,所以给每个泵组的转送换热器上面供应冷却水的流量为 100 L/min,根据泵组一所需要的冷却水流量为 78 L/min,所以 100 L/min 符合要求。

在主回油路上,冷冻水的流量为 140 L/min,冷冻水的温度从 7°C 升到 12°C ,而作为液压油的温度则是从 20°C 降到 16°C ,那么

$$\frac{140}{60} \times 4.2 \times 5 = 49 \text{ kW} = \frac{q}{60} \times 0.85 \times 1.8 \times 4$$

其中即冷却油泵的流量为 480 L/min,将该泵的流量调低到 250 L/min,同时在换热器的冷侧,冷冻水的吸热功率仍旧为 49 kW,换热面积为:

$$F = \frac{49}{550 \times 8.5} = 10.5 \text{ m}^2$$

那么泵组二和泵组三也按照同样的温差进行计算冷却泵的流量以及换热器的面积,考虑采暖实际情况复杂,取 15% 设计余量,所以计算如表 7 所示。

表 7 换热器面积选择

Tab. 7 Heat exchanger area selection

泵组	主油箱流量/ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$		转送油箱流量/ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$		散热面积/ m^2	
	冷冻水	冷却泵	冷却水	转送泵	理论	实际
泵组一	140	250	100	270	主 10.5 转送 8.4	12 9.7
泵组二	90	200	100	180	6.8 5.6	8 6.5
泵组三	100	200	100	180	7.5 5.6	8.6 6.5

从上面的计算面积得出换热器的型号,具体选择天津生产的板式换热器,三个泵组都选择型号为BR0.11的换热器,只是各个泵组之间的换热器面积不同而已.具体如表8所示.

根据现场情况选定换热器的具体型号.

3.3 冷却泵选择

三台冷却油泵电机组,冷却水泵选择上海凯泉泵,型号、流量以及功率如表9所示.

4 结 论

根据试验台的实验工况要求,设计了本套水冷却系统.依据上述计算结果进行了冷却系统的设备选型,经实践检验,整套装置运行良好,达到了设计的预期目标.由此可以得出以下结论:

(1)在进行冷却系统设计时要充分考虑使用地点的气候状况及使用情况,充分利用原有设备,合理设计水冷却系统,以达到既节约经费又节约能源之目的.

(2)为使冷却装置达到设计指标,合理估算液压系统的发热量是关键,要充分考虑到液压系统中液压泵、冷却泵、阀件、管路、外界传热以及工位摩擦等的发热对油液温升的影响,切勿遗漏.

参考文献 References

- [1] 黎贤钦. 电力变压器冷却系统设计[M]. 杭州:浙江大学出版社,2009.
LI Xian-tai. Power transformer cooling system design [M]. Hangzhou: Zhejiang University Press,2009.
- [2] 李永林,沈燕良,石敏超. 大功率液压系统冷却装置设计[J]. 机床与液压,2007(12):200-203.
LI Yong-lin, SHEN Yan-liang, SHI Min-chao. The cooling device for large power hydraulic system design [J]. machine and hydraulic,2007(12):200-203.
- [3] 宋晓辉,王兴武,任宗艳,等. 循环水系统的优化设计[J]. 中国给水排水,2004(12):99-104.
SONG Xiao-hui, WANG Xing-wu, REN Zong-yan, et al. Optimization design of circulating water system [J]. China water supply and drainage,2004(12):99-104.
- [4] 沈亮远. 某型野战车载液压泵站油温自动控制系统的设计[J]. 液压与气动,2011(1):37-38.
SHEN Liang-yuan. A field vehicle hydraulic pump station oil temperature automatic control system design [J]. hydraulic and pneumatic,2011(1):37-38.
- [5] 机械设计手册编委会. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2004.
Mechanical Design Handbook Editorial Committee. Machine design handbook [M]. Beijing: Mechanical Industry Press,2004.
- [6] 王修彦,张晓东. 热工基础[M]. 北京:中国电力出版社,2007.
WANG Xiu-yan, ZHANG Xiao-dong. Thermodynamic foundation [M]. Beijing: China Electric Power Press,2007.
- [7] 汪善国. 空调与制冷技术手册[M]. 北京:机械工业出版社,2006.
WANG Shan-guo. The air-conditioning and Refrigeration Technology Handbook [M]. Beijing: Mechanical Industry Press,2006.

(下转第299页)

表8 换热器表

泵组	公称直径 /mm	所选择面积 /m ²	外围尺寸 (长*宽*高)/mm
泵组一	DN50	12	900 * 350 * 826
		9.7	820 * 350 * 826
泵组二	DN50	8	700 * 350 * 826
		6.5	640 * 350 * 826
泵组三	DN50	8.6	700 * 350 * 826
		6.5	640 * 350 * 826

表9 冷却水泵选型参数

泵组	型号	流量 /m ³ · h ⁻¹	功率 /kW
一号泵组	KQL65/285-18.5/2	15	18.5
二号泵组	KQL50/250-11/2	12.5	11
三号泵组	KQL50/250-11/2	12.5	11

41(2):198-211.

- [3] Web Services Business Process Execution Language (WS-BPEL). <http://www.ibm.com/developerworks/library/specification/ws-bpel/>.
- [4] Christian Stahl. A Petri net semantic for BPEL4WS[D]. Diplomarbeit, Humboldt-Universität zu Berlin, 2005.
- [5] 李小龙, 毛文林. 管道—过滤器模式的软件体系结构及其设计. 计算机工程与应用[J]. 2003,39(35):114-115.
LI Xiao-long, MAO Wen-lin. Pipe-Filter Software Architecture and Its Design[J]. Computer Engineering And Applications, 2003,39(35):114-115.
- [6] Platform Independent Petri Net Editor 2(PIPE). <http://pipe2.sourceforge.net/>

Analysis and verification of BPEL process and modelling based on Petri Net

DOU Hao, WU Yan-wen, DUAN Sheng-qiang

(Information and Network Center, Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: The research presents a Petri Net-based modeling and verification approach for BPEL process. The translation is guided by the syntax of BPEL. Where each is translated into a Petri net pattern and the collection of pattern forms Petri Net semantics for BPEL. After the transformation, Petri Net modeling is saved in PNML document which is the standard interchange format of Petri net. Petri net tools which support PNML file as input can be used to verify the process. And this guarantees that the problems of BPEL process such as unreachable activity can be detected before it is deployed. This research result using the Petri Net-based verification approach for Web services composition can ensure the correctness of Web services composition flow design and enhance the reliability of Web services composition.

Key words: *Web services composition; Petri Net; BPEL; verification*

Biography: DOU Hao, Engineer, Xi'an 710055, P. R. China, Tel:0086-29-82205305, E-mail:douhao@xauat.edu.cn

(上接第 294 页)

The design of water cooling system on hydraulic test bench

DENG Ying-hua¹, WANG Ji-sen², LIU Xiong³

(1. Xi'an International Studies University, Xi'an 710128, China; 2. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China; 3. Xi'an University of Architecture and Technology, Xi'an 710055, China)

Abstract: For aircraft hydraulic system attachment strength, airtight, flow, flow resistance, and resistance conversion experiment, a set of comprehensive test platform is designed. In order to ensure the normal operation of test bench, the test process of the hydraulic oil temperature must be controlled in a certain range. According to the hydraulic oil temperature control requirement, the test water cooling system is also designed. On the basis of temperature control index, combined with Xi'an area weather conditions, the water cooling device is designed, and a detailed test platform hydraulic system of heating power calculation, built for hydraulic oil heat calculation, and cooling system equipment selection. The entire device is designed and assembled into good operation. Water cooling system is designed to achieve the whole system using requirements, to produce enormous economic benefits and good social benefits.

Key words: *aviation system; hydraulic test; water cooling system*

Biography: DENG Ying-hua, Engineer, Xi'an 710128, P. R. China, Tel:0086-29-85319451, E-mail:dyh1974@yahoo.com hydraulic