

一种铁路客运发电机组设计过程

王春雷 狄方泉 刘维娜 李伟大 高 臣
潍柴动力股份有限公司 山东 潍坊 261000

摘要: 针对某13L柴油机匹配某路局客运列车发电机组的设计过程以及运行情况, 整理发电机组设计过程并采集柴油机的路谱数据进行分析, 总结设计过程以及运行情况, 为类似机组匹配设计提供参考。

关键词: 柴油机; 匹配设计; 客运列车; 发电机组; 路谱

铁路客运用发电机组主要用于后端车厢空调、热水器、暖气等用电设备供电, 整体负载相对稳定, 运行工况稳定, 无突变负荷。此文主要介绍发电机组各结构设计、校核过程, 包含动力性计算、冷却能力核算、空中中冷器冷却能力计算、底盘悬置仿真计算、轴系仿真计算。另采集整车运行路谱进行分析, 为后续此类配套提供参考。

1 结构设计计算校核

1.1 动力性计算

电源车整体容量600kW, 拟布置三台发电机组, 两台主用, 一台备用, 即单台输出功率300kW。

发动机以及电机信息(详见表1)

表1

柴油机型号	某13L
额定功率/转速	350 kW/1500 rpm
电机型号	某300kW
电机效率	93.1%

计算公式: $P = (P1 - P2) \cdot \eta$

P: 机组功率(kW)

P1: 发动机功率(kW)

P2: 附件耗功(kW)

η : 电机效率

经计算, 发电机组单台输出功率324kW, 满足要求。

1.2 冷却能力计算

1.2.1 使用环境

- 环境温度: -40~+45°C;
- 海拔高度: 不超过2500m;
- 相对湿度: 月平均最大相对湿度不大于95%;
- 最高工作环境温度45°C。

1.2.2 设计输入参数(详见表2)

表2

名称	单位	冷却装置数据	备注
高温水换热功率	kW	130.7	
高温水进口温度	°C	98(允许最高温度)	
高温水泵流量	m ³ /h	24.7	
环境温度	°C	-40~+45	
冷却系统内最小保持压力	kPa	50	
污垢系数		0.8	根据现车冷却装置状态

1.2.3 计算结果(详见表3)

表3

序号	项目	符号	公式或来源	单位	数值
1	空气质量流速	U_a	设计	kg/m ² s	9
2	单节有效通风面积	f_a	设计	m ²	0.06526
3	水流程数	n_w	设计	/	2
4	空气比热	C_{pa}	标准	J/kgK	1009
5	空气水当量	W_a	$U_a \cdot f_a \cdot C_{pa}$	W/K	592.63
6	水流量	V_m	给定	m ³ /h	24.7
7	散热器组数	n	设计	/	12
8	单节水通道面积	f_w	设计	m ²	0.001462
9	水流速	V_m	$(V_m/3600) / (n/nw) / f_w$	m/s	0.782
10	水密度	P_w	标准	kg/m ³	966.66
11	水比热	C_{pu}	标准	J/kgK	4186.8
12	水的当量	w_m	$(P_w \cdot C_{pu} \cdot v_a) / 3600 \cdot (n/nw)$	W/K	5274.87

续表:

序号	项目	符号	公式或来源	单位	数值
13	当量比		W_a/W_m	/	0.112
14	台架试验传热系数	K_0	给定	W/m^2K	106
15	污垢系数	ξ	给定	/	0.8
16	计算传热系数	K	$\xi \cdot K_0$	W/m^2K	84.8
17	单节散热面积	F	设计	m^2	7.822
18	KF 值		$K \cdot F$	W/K	633.31
19	传热单元数	NTU	KF/W_a	/	1.119
20	热换热器效率	ε	给定	/	0.6583
21	进水温度	t_w	给定	$^{\circ}C$	98
22	进气温度	t_a	给定	$^{\circ}C$	45
23	第一流程散热量	Q_1	$W_a(t_w-t_a)\varepsilon \cdot (n/n_w)$	W	124061
24	两流程中间水温	t_u	$t_w - (3600 \cdot Q_1) / (V_m \cdot P_w \cdot C_{pu})$	$^{\circ}C$	94
25	第二流程散热量	Q_2	$W_a(t_u-t_a)\varepsilon \cdot (n/n_w)$	W	114698
26	总散热量	$Q_{总}$	Q_1+Q_2	W	238759
27	散热余量		$(Q_{总}-Q)/Q$	%	82.7
28	柴油机设计散热量	Q	Q	W	130700

根据上述计算结果,原车冷却系统可满足散热器需求。

1.3 空空中冷器冷却能力计算

1.3.1 使用环境

- 环境温度: -40~+45 $^{\circ}C$;

- 海拔高度: 不超过2500m;

- 相对湿度: 月平均最大相对湿度不大于95%;

- 最高工作环境温度45 $^{\circ}C$ 。

1.3.2 设计输入参数(详见表4)

表4

热平衡试验数据(环境温度: 试验测量值25 $^{\circ}C$)			
参数	单位	额定工况	超负荷工况
中冷器前/后温度	$^{\circ}C$	172.6/45.8	191.9/50.6
中冷器前/后压力	kPa	193.3/192.9	220.3/219.9
中冷器散热量	kJ/s	60.7	72.4

1.3.3 设计参数(详见表5)

表5

名称	单位	数值	备注
中冷器芯体尺寸	mm	930*930*100	长*宽*厚
中冷器散热面积	m^2	60	
风扇静压	pa	> 600pa	吹风
风扇风量	m^3/h	30000	
风扇直径	mm	800	
驱动电机功率	kW	7.5/4	双速电机

1.3.4 计算结果

计算依据: $Q = A \cdot K \cdot \Delta T_m$

Q——中冷器散热功率

A——中冷器散热面积

K——散热器散热系数(试验数据)

ΔT ——对数温差

经计算,超负荷工况下,计算需求中冷器散热面积为50.1 m^2 <设计面积60 m^2 。

1.4 底盘悬置仿真计算

1.4.1 零部件材料参数(详见表6)

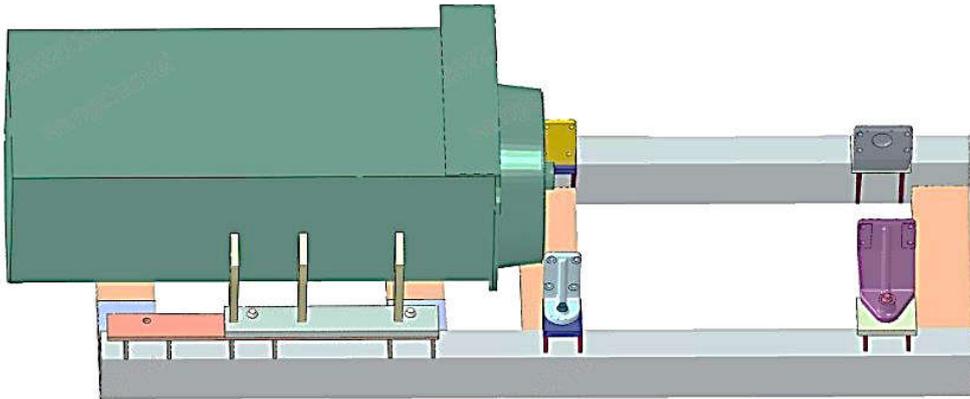
表6

零件名称	材料	杨氏模量(MPa)	泊松比	密度(kg/m^3)	抗拉强度(MPa)	屈服强度(MPa)
底盘	Q235	212000	0.288	7860	390	235
悬置支架	QT450	169000	0.257	7060	450	310
螺栓	45钢	209000	0.269	7890	600	355

1.4.2 有限元模型建立

简化处理三维模型：去除对结构的结果无影响或影

响较小的零部件；^[1]



1.4.3 底盘应力计算结果（详见表7）

表7

冲击方向	底盘应力 (MPa)
Front	223
Back	220
Left	223
Right	221
Up	179
Down	155

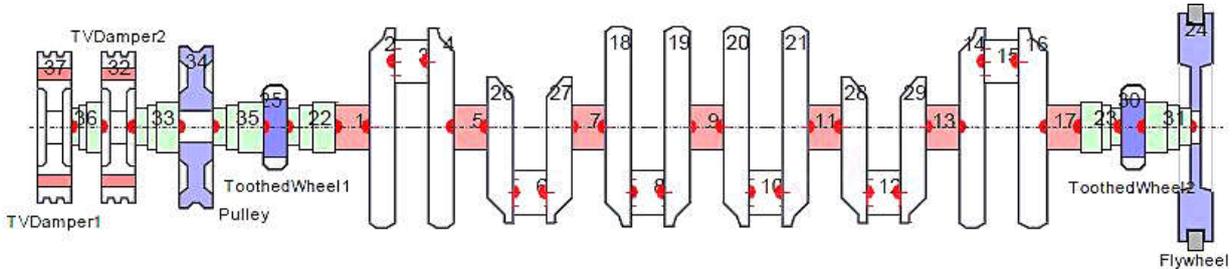
通过仿真计算，发电机组底盘在各冲击工况下产生的应力最大值为223MPa，低于材料Q235的屈服强度极限

235MPa，静强度满足设计要求。

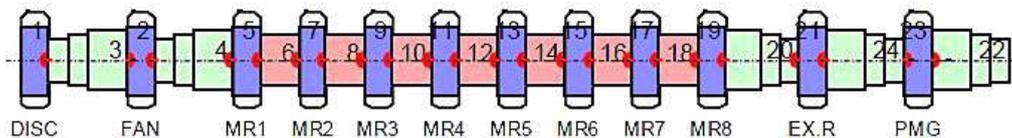
1.5 轴系仿真计算

根据模态分析仿真结果发动机冲程数、缸数和发火顺序，就可确定在该发动机工作转速范围内（亦即激励频率范围内），存在由哪些谐次的激励力矩产生的激振频率可能与曲轴轴系发生危险的共振，以及对应于各共振谐次的临界转速。当激振频率与曲轴轴系的某阶固有频率相等或充分接近时，曲轴轴系将发生共振。^[2]

采用AVL软件进行一维曲轴系计算，计算模型如下图所示：



曲轴系计算模型



发电机轴系计算模型

计算结果：

- 1.轴系在发动机600-1500rpm转速范围内无转速禁区，均可长期可靠运行；
- 2.为保证发电机工作安全，主机转速不低于210rpm；
- 3.综合该机型标定情况，怠速650rpm，额定转速1500rpm，可满足安全可靠运行。

2 整车运行路谱分析

通过路谱采集仪采集6台发动机运行路谱，通过数据分析，得出以下结论。

2.1 单机运行负荷分析

负荷率主要分布在10%-70%之间，平均负荷率37.88%。

