



同济大学
TONGJI UNIVERSITY



同济翼驰车队
TJU Racing Team

装
订
线

传动系统设计报告

编著：陆成禹 胡啸 梁家豪



目 录

目录

1	设计目标	3
2	设计步骤	4
2.1.	主减速比的选择	4
2.2.	各部件的受力计算	5
2.2.1	支撑受力	6
2.2.2	扭矩计算	10
2.3	结构设计及其仿真优化	11
2.3.1	1CUSCO 差速器与差速器壳分析	11
2.3.2	三球销式万向节和球笼轴分析	15
2.3.3	半轴分析	15
2.3.4	链轮分析	17
2.3.5	支撑分析	20
2.3.6	张紧分析	23
3	附录	25
3.1.	附录一 链条的选型	25
3.2.	附录二 差速器支撑轴承的选型	28
3.2.1	左轴承选型	28
3.2.2	右轴承选型	29
3.3.	附录三 轴承公差	30
3.4.	附录四 渐开线花键设计过程	32
3.5.	附录五 O 型圈选型以及沟槽设计标准	34
3.6.	附录六 卡簧标准	35
3.7.	附录七 钛半轴扭转实验及其与钢半轴对比	36
3.7.1.	实验目的	36
3.7.2.	实验器材	36
3.7.3.	实验过程	36
3.7.4.	实验结果分析	37
	参考文献	39



1 设计目标

加速性能，传递效率，可靠性，轻量化。

装

订

线



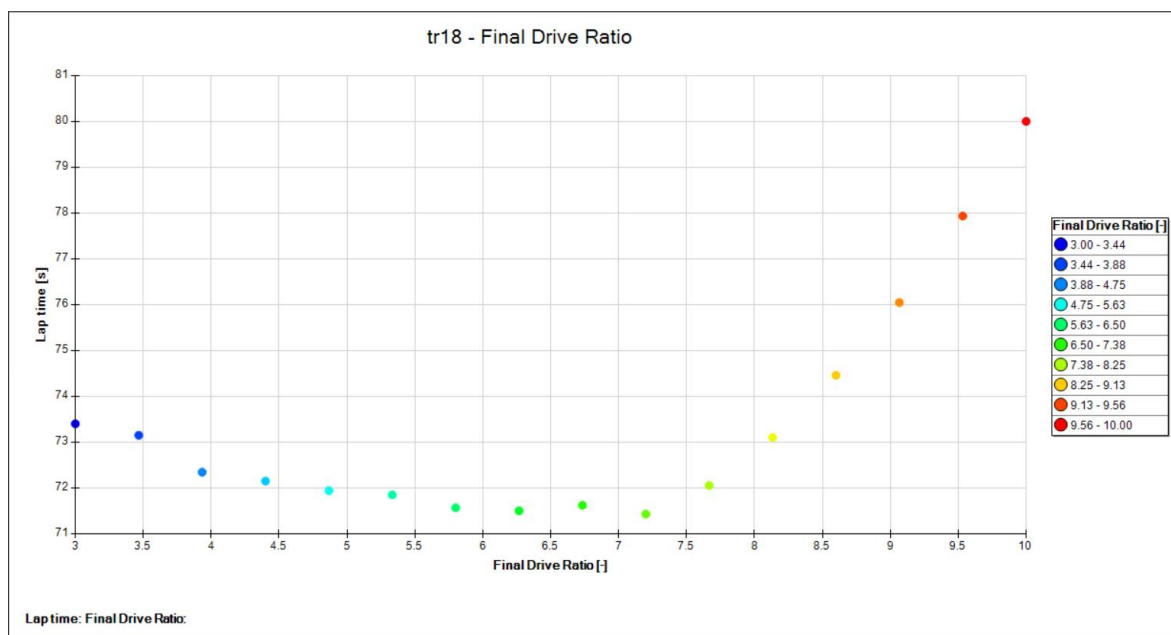
2 设计步骤

主减速比的选择

各部件的受力计算

借助 CAE 分析优化结构

2.1.主减速比的选择



我们用 Optimum lap 对中国赛道进行了仿真。图表中 X 轴是减速比，Y 轴是最快圈速。根据仿真结果，我们可以看出减速比在 6~8 之间，减速比对最快圈速的影响最小。次减速比为 1.974，所以主减速比的范围为 3~4。

根据以往赛季的数据，赛车直线加速的最终速度为 $v = 109\text{km/h} = 30.28\text{m/s}$ 。当轮胎压力为 0.8bar 时，车轮的滚动半径为 235.1mm。

根据 $v = 2\pi nr$ (n ----加速时的最终车轮转速)，有 $n = v / 2\pi r = 21.81\text{r/s} = 1308.4\text{r/min}$ 。

为了节省换档时间，我们的换档策略是在加速完成时达到换档点。因此，我们使发动机的速度达到 12810r/min，达到齿轮 3 到齿轮 4 的换档点。

小链轮的齿不应太小，因为这会导致小的交叉角，每个齿承受太大的负荷。但是，由于空间的限制，轮齿也不能太大。所以我们选择链轮的齿数为素数 11。

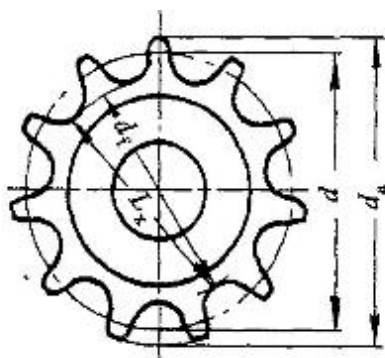




图 2.4 小链轮

另外，TR-19 轮胎重 6.7 千克，具有一定的转动惯量。

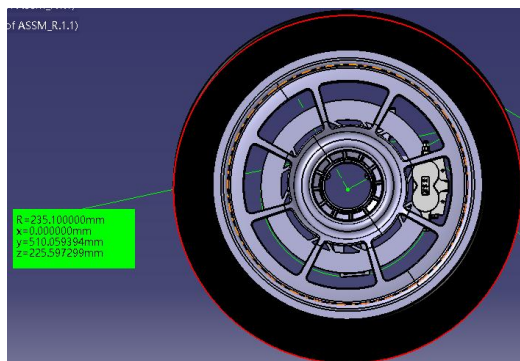


图 2.5 TR-18

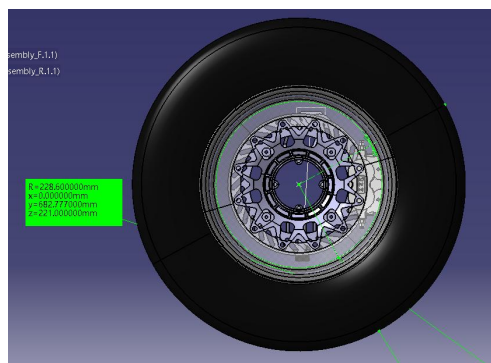


图 2.6 TR-17

结合上一辆车 TR18 的主减速比 38: 11，最终我们选择保持传动比不变，将 TR19 的主减速比定为 38:11。

2.2.各部件的受力计算

发动机最大输出扭矩 M : 54N.m

小链轮上的扭矩 M_1

大连轮上的扭矩 M_2

发动机提供给半轴的扭矩 M_3

赛车加车手总重 M_4 : 270kg

赛车重心高度 h : 321mm



赛车前后轴距 L : 1578.5mm

静载荷前后分配: 45: 55

车轮滚动半径 r_0 : 235.1mm

2.2.1 支撑受力

支撑受力分析

$$F_j = F_e + F_c + F_f + \Delta F_1 + \Delta F_2 \quad (2.1)$$

其中:

F_j : 紧边拉力

F_e : 有效圆周力

F_c : 离心力引起的拉力

F_f : 悬垂拉力

$$F_s = F_c + F_f \quad (2.2)$$

其中:

F_s : 松边拉力

$$v = \frac{z_1 p n}{60 \times 1000} = \frac{11 \times 15.875 \times 2182.77}{60 \times 1000} = 6.35 \text{ m/s} \quad (2.3)$$

其中:

z_1 : 小链轮齿数

p : 链条节距

n : 小链轮转速

大、小链轮分度圆半径

$$R_1 = 28.2 \text{ mm}$$

$$R_2 = 28.2 \times \frac{38}{11} = 97.4 \text{ mm}$$

链条变速运动最大加速度

$$a_{\max} = \frac{v^2}{R_1} \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) = \frac{6.35^2}{28.2 \times 10^{-3}} \sin\left(\frac{180^\circ}{11}\right) = 402.84 \text{ m/s}^2 \quad (2.4)$$



从动链轮角加速度

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{a_{max}}{R_2 \cos(180^\circ/z_2)} = \frac{402.84}{97.4 \times 10^{-3} \times \cos(180^\circ/38)} = 4150.11 \text{ rad/s}^2 \quad (2.5)$$

其中：

ω_2 ：大链轮转速

z_2 ：大链轮齿数

发动机输出有效圆周力

$$F_e = 1000 \frac{P}{v} = 1000 \times \frac{55}{6.35} = 8661.42 \text{ N} \quad (2.6)$$

其中：

P ：发动机输出功率

链条离心力引起拉力

$$F_c = qv^2 = 1.02 \times 6.35^2 = 41.13 \text{ N} \quad (2.7)$$

其中：

q ：链条单位长度质量

链条垂悬拉力

$$F_f = (K_f + \sin\alpha)qag = (25 + \sin 0^\circ) \times 1.02 \times 0.1902 \times 100 = 486.44 \text{ N} \quad (2.8)$$

其中：

α ：大小链轮中心线与水平面夹角

a ：链传动中心距

g ：重力加速度

K_f ：垂度系数

K_f 的值参考下图选取

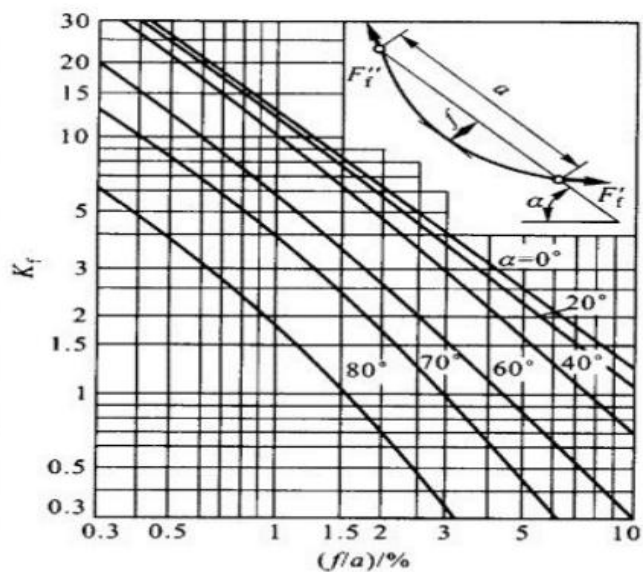


图 2.7

链速变化引起惯性力

$$\Delta F_1 = q l a_{max} = 1.02 \times 0.82 \times 402.84 = 328.72N \quad (2.9)$$

其中:

l : 紧边链条的长度

角加速度引起的惯性力

$$\Delta F_2 = \frac{J}{R_2} \times \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{0.002 \times 4150.11}{97.4 \times 10^{-3}} = 85.22N \quad (2.10)$$

其中:

J : 从动系统转化到从动链轮轴上的转动惯量

所以

$$F_j = F_e + F_c + F_f + \Delta F_1 + \Delta F_2 = 9602.93N \quad (2.1)$$

$$F_s = F_c + F_f = 527.57N \quad (2.2)$$

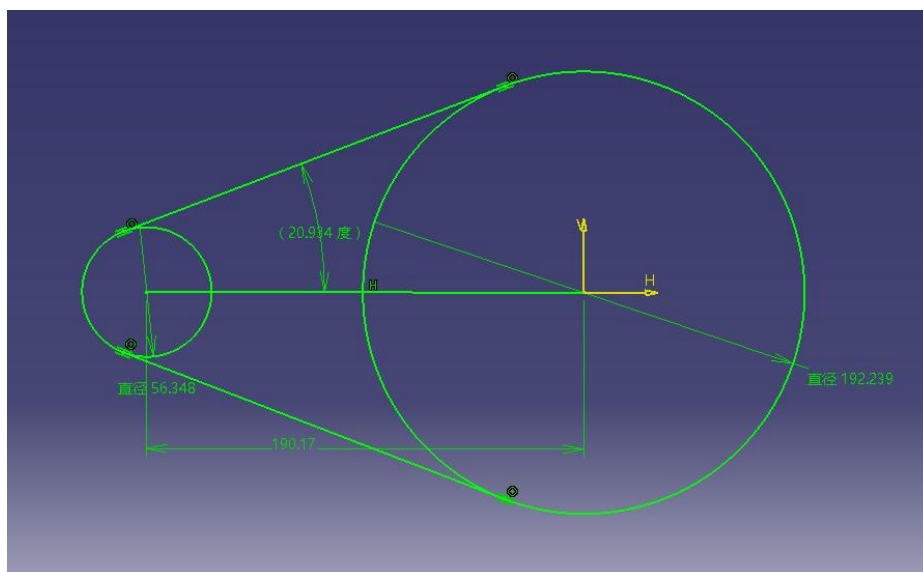


图 2.8 链传动布置简图

$$F_x = F_j \cos(20.934^\circ) + F_s \cos(20.934^\circ) = 9461.82N \quad (2.12)$$

$$F_y = F_j \sin(20.934^\circ) - F_s \sin(20.934^\circ) = 3240.88N \quad (2.13)$$

X 方向



图 2.9

Y 方向

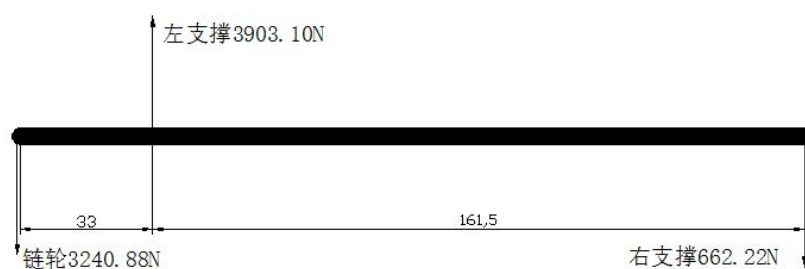




图 2. 10

2. 2. 2 扭矩计算

发动机提供的扭矩：

$$M_1 = M \times i_0 \times 2.785 = 269.38 N \cdot m \quad (2.14)$$

$$M_2 = M_1 \times i = 269.38 \times \frac{38}{11} = 930.59 N \cdot m \quad (2.15)$$

$$M_3 = M_2 \div 2 = 930.59 \div 2 = 465.29 N \cdot m \quad (2.16)$$

根据测试的数据收集计算轮胎提供的扭矩。（详细数据见附件）

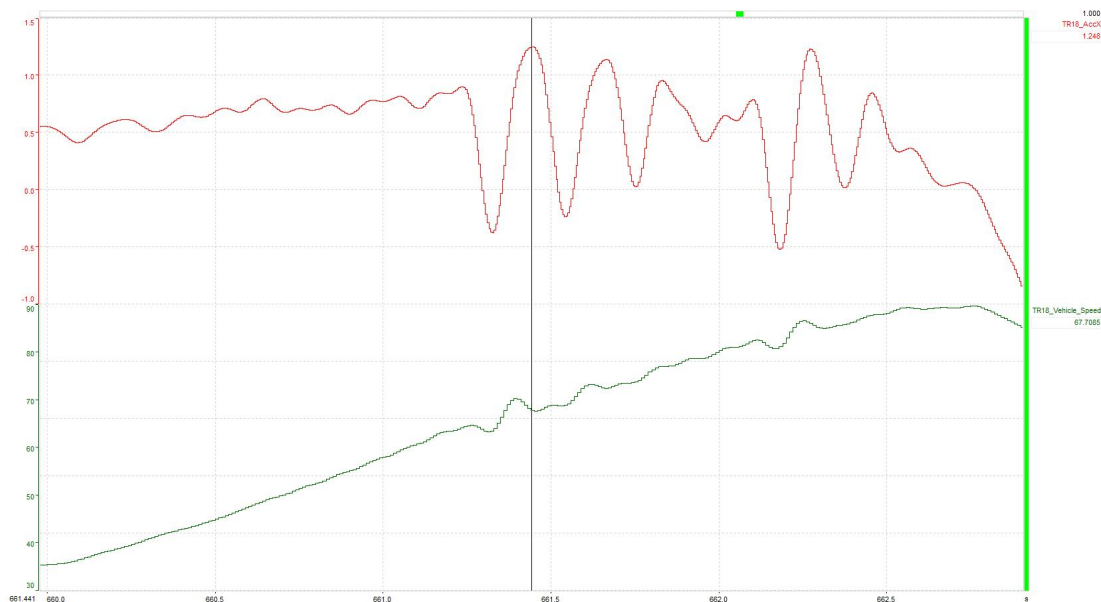
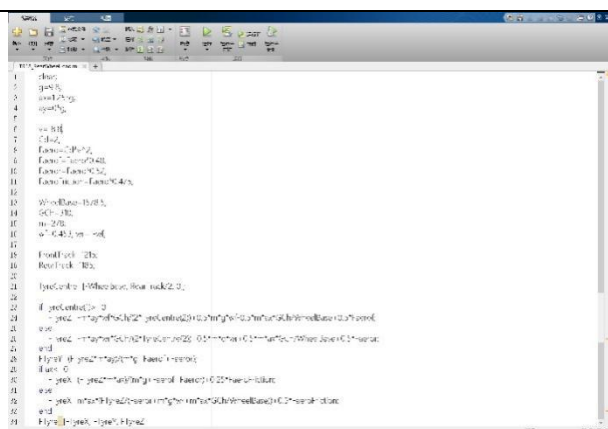


图 2. 11 后轮最大垂直力下的速度和加速度

根据图 2. 8，最大加速度 $a = 1.248g$ ， $v = 67.7 \text{ km} / \text{h}$ 。



F_{Tyre} =

1.0e+03 *

1.8706 0 1.2633

图 2.12 Matlab 计算

从 MATLAB 我们可以看出 y 轴上的最大应力是 1870.6N。轮胎半径为 235mm。我们可以得到最大扭矩为 439.6Nm。又 $439.6\text{Nm} < 465.29\text{Nm}$ ，我们选择 465.29Nm 作为模拟时的最大扭矩。

2.3 结构设计及其仿真优化

2.3.1CUSCO 差速器与差速器壳分析

Cusco 最大的优势是锁紧系数和限滑系数可调，同时 cusco 每款差速器具有两档可调（一共有三个档位 1way, 1.5way, 2way. 各档位两两组合形成不同款式的差速器）。

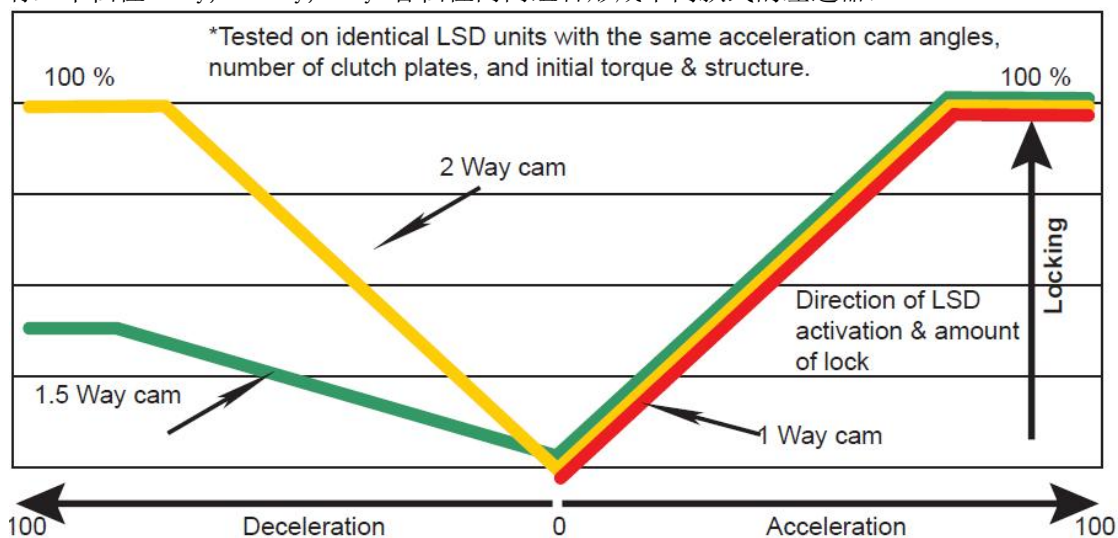


图 2.13 Cusco 差速器各档位与锁紧系数关系[3]

图 2.13 是 Cusco 不同档位的特性图。各档位加速时性能都一样。在减速时：1way 没有摩擦扭矩，锁紧系数始终为 0；1.5way 锁紧系数逐渐上升到 0.375 左右；2.0way 锁紧系数能达到 1。

锁紧系数直接影响赛车的制动效率，锁紧系数越高，越能保证车在不饱死时的制动效率。

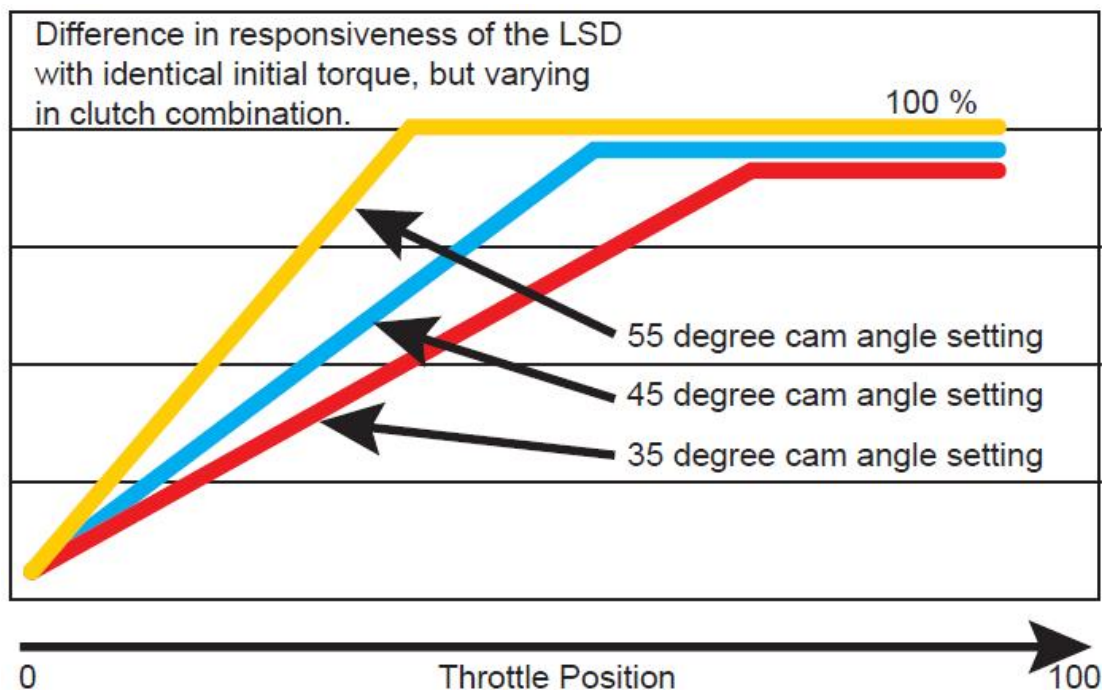


图 2.14 Cusco 差速器各档位与响应速度关系[3]

图 2.14 是 Cusco 锁紧响应速度可调的图表，可见角度越大，差速器锁紧系数增速越快。响应速度得根据车手和整车车况来调整。

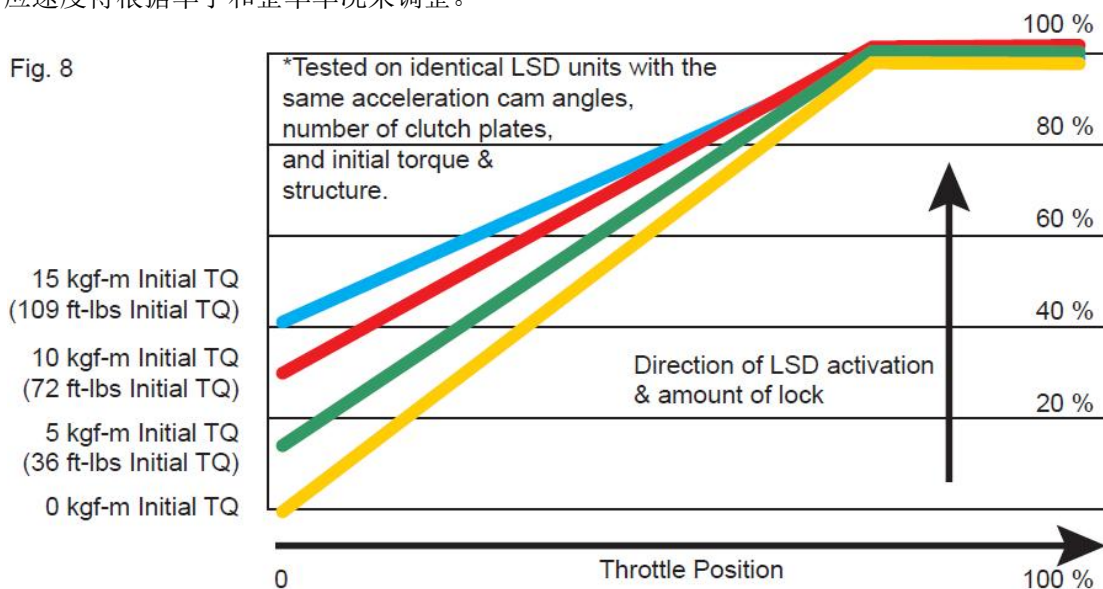


图 2.15 Cusco 差速器预载荷与锁紧系数关系[3]

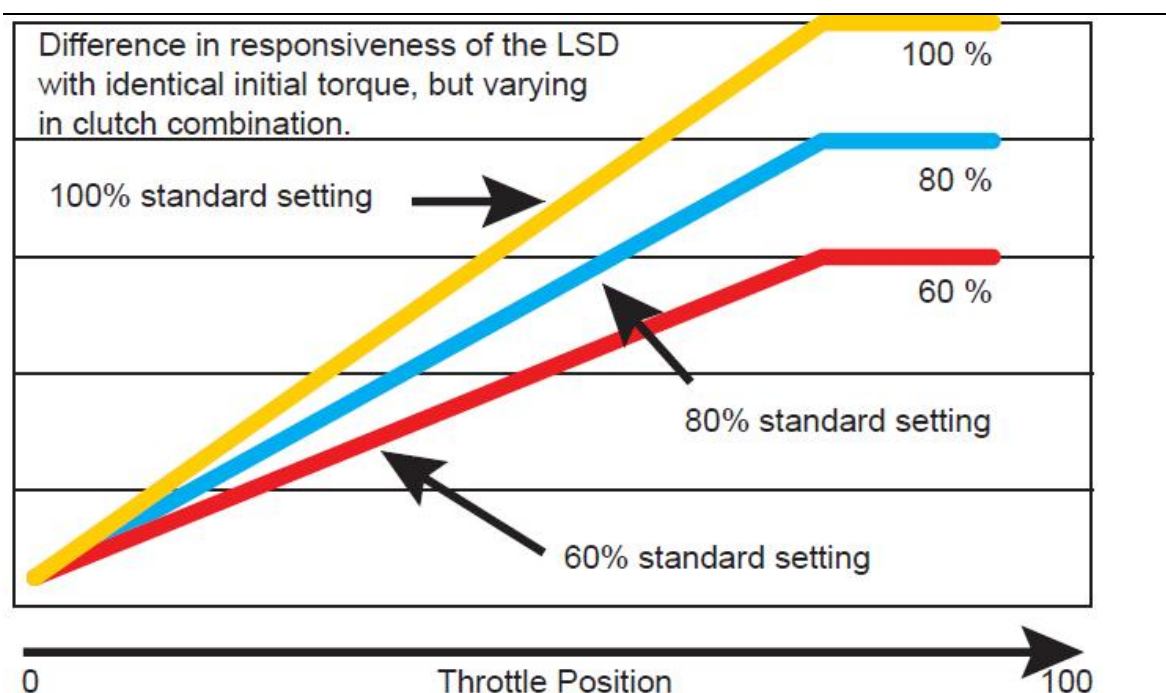


图 2.16 Cusco 差速器摩擦片排序与锁紧系数关系[3]

图 2.15 与图 2.16 是 Cusco 锁紧系数可调的图表，图 2.15 是通过调整预紧力来调整起始锁紧系数，图 2.16 是通过调整摩擦片顺序来调整最大锁紧系数。这些得通过赛道和车况以及车手感受来调整。下面是一个实车调整的情况。

由于以上特性，所以我们选择了 CUSCO 差速器。

原装的 cusco 差速器壳的材料是钢，重量比较大，为了满足轻量化的要求，我们决定自制差速器壳。材料方面我们选用 7075 铝，这样能够保证了外壳的强度。并且在表面进行了阳极氧化处理，增加了表面的硬度。在保证可靠性的同时确保其密封性，在左右外壳的端口都采用双油封密封，左右外壳连接处采用 O 型圈密封。

鉴于链轮以及差速器壳将承受 930.6N.m 的扭矩，考虑见小链轮的实际冲击载荷以及链轮的轻量化，将采用渐开线花键形式连接链轮和差速器壳。



花键仿真结果如下

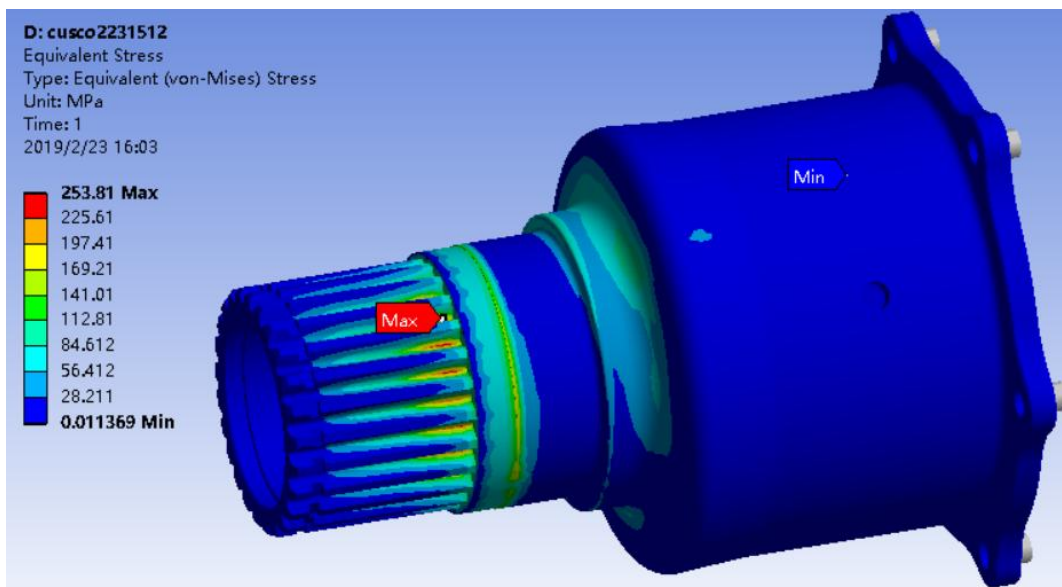


图 2.17 差速器仿真应力图

花键部分最大应力为 253.81Mpa，出现在花键根部，减小了内部尖角处应力，提高了负载能力，同时减小了实际运行过程中链条对链轮的冲击载荷及磨损、提高链条寿命。根据所选 7075 铝屈服强度 455MPa，安全系数达到了 1.79。

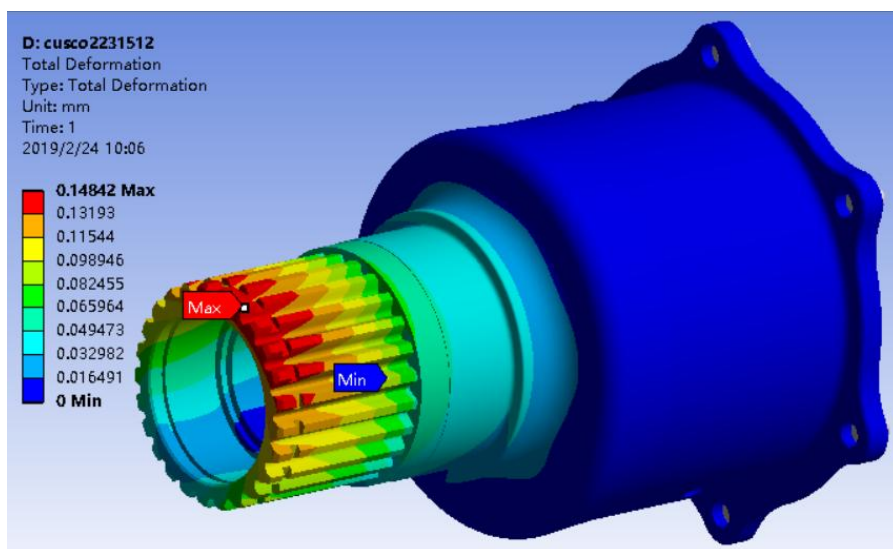


图 2.18 差速器壳形变仿真图



2.3.2 三球销式万向节和球笼轴分析

出于轻量化的需求，因为买到的三球销式万向节都较大而且重，我们决定自己设计，根据万向节会受到的最大扭矩定出球笼轴的最大外径。在设计三销架的销时，取直径为 13mm，保证销的强度，同时确定与销配合的球环型号及滚针直径。我们购买鱼眼轴承里面的球环后进行线切割加工到我们所需尺寸，保证了球环的刚度和表面光洁度。三销架和球笼轴我们选用 42CrMo 钢调制到 26~28HRC，使其具有良好的强度和韧性。

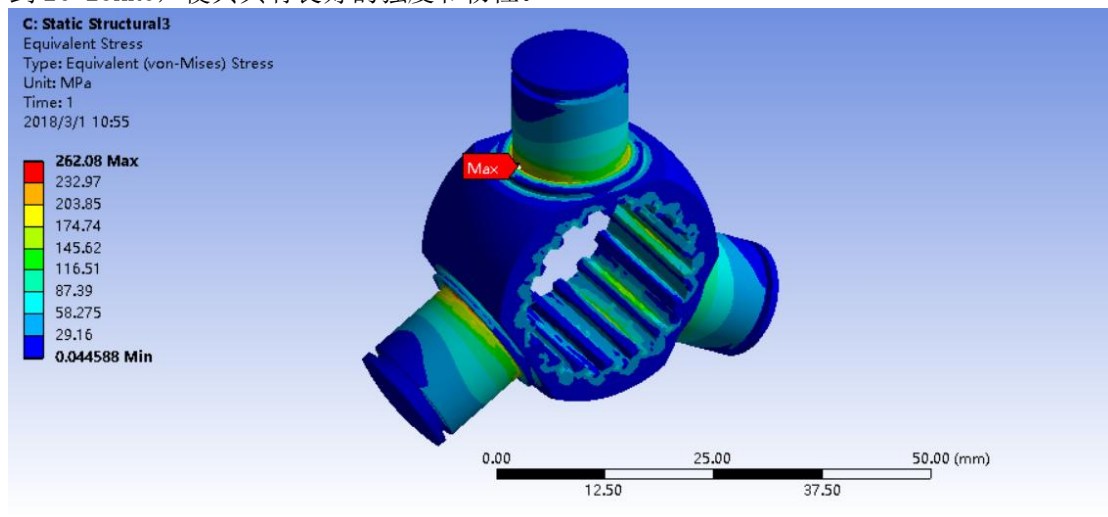


图 2.19 三球销应力仿真图

在球笼轴轴段，我们挖了深孔进行减重，在花键部分采用阶梯孔确保花键强度。对于球笼轴与三球销配合的壁，进行变壁厚处理，因为在车前进过程中球笼轴与三球销接触的始终是一个壁，制动过程接触另一个壁，但制动力矩较小，而且赛车比赛过程中加速频率要高于制动。因此不同壁厚对于强度要求和轻量化都十分有必要。

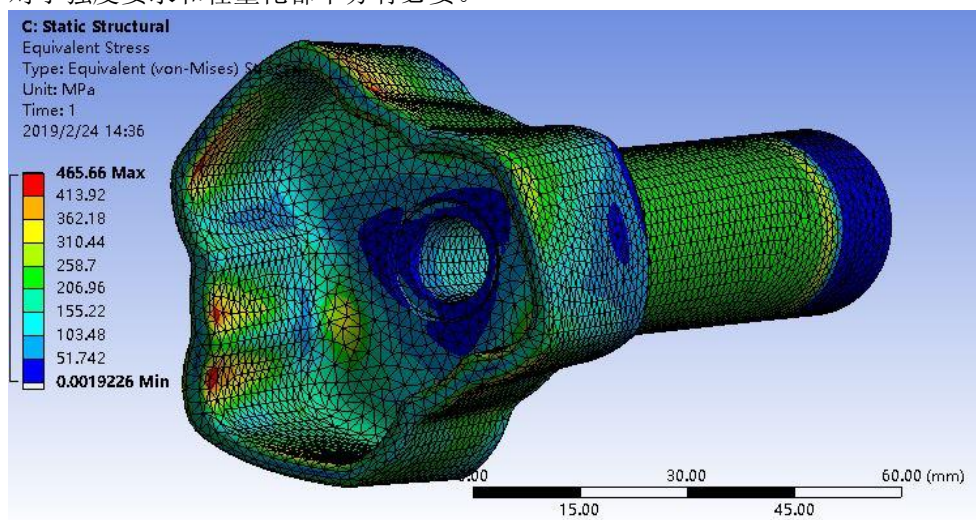


图 2.20 球笼轴应力仿真图

球笼轴先使用了去年的画法，应力大致在 573MPa 左右，较去年增大将近 100MPa。



于是今年的球笼轴在厚壁画法上做了一些改动，从仿真结果可以看出，最大应力集中在囚笼位置为 465MPa 左右，较去年减少 26MPa。质量较去年减少 20g。

2.3.3 半轴分析

处于轻量化考虑，我们在 TR17 上装备了钛半轴，效果较好，今年我们决定在 TR18 上继续使用钛半轴。半轴是传动系统的重要受力部件之一，为了确保钛半轴的可靠性，我们在学院实验室做了钛半轴和钢半轴的扭转试验对比。（详见附录）

由于钛合金材料的加工特性，我们设计了不同于钢半轴的花键。将加工工艺由原来的电火花成型改为了滚齿成型。同时也体现出了自制三销轴万向节的便利性，可以根据半轴想要的花键而变更设计。

从仿真结果来看，最大应力点在轴肩底部，大小为 756.17MPa，符合我们的设计需求。

同时考虑成本，对空心钢半轴也进行了仿真，对比钛半轴空心钢增重 220 克左右，但受力情况较好。

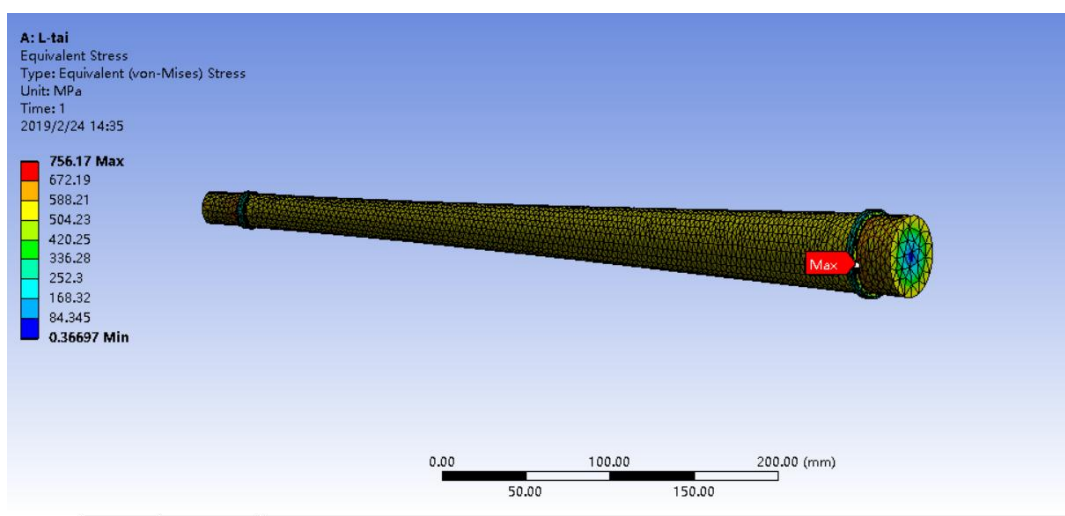


图 2.2.1 钛半轴应力仿真图

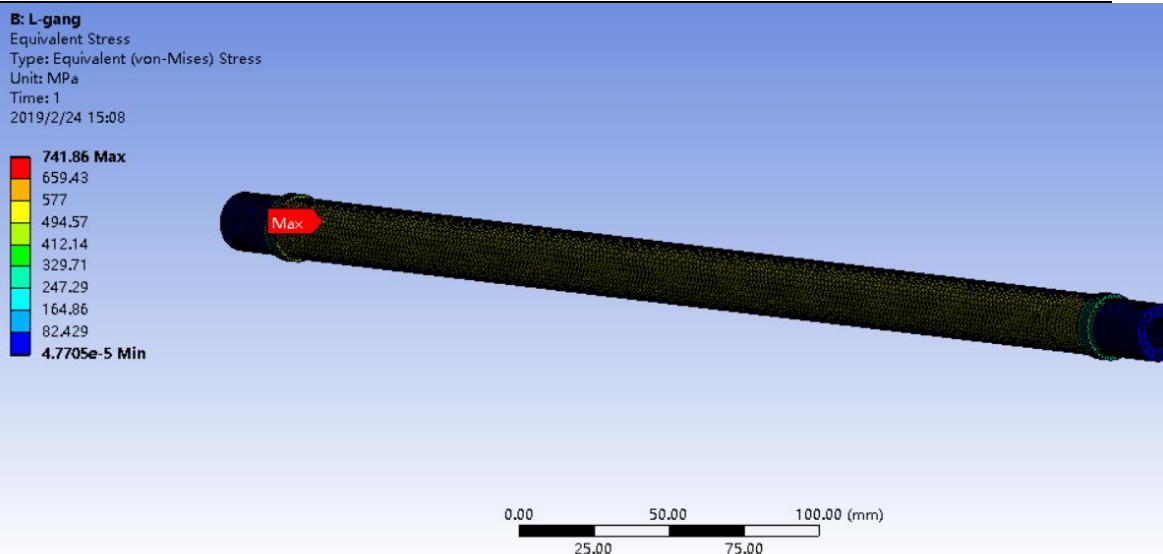


图 2. 2. 2 空心钢半轴应力仿真图

2. 3. 4 链轮分析

A: 齿形的画法:

三圆弧一直线齿槽形状 (摘自 GB1244—85)

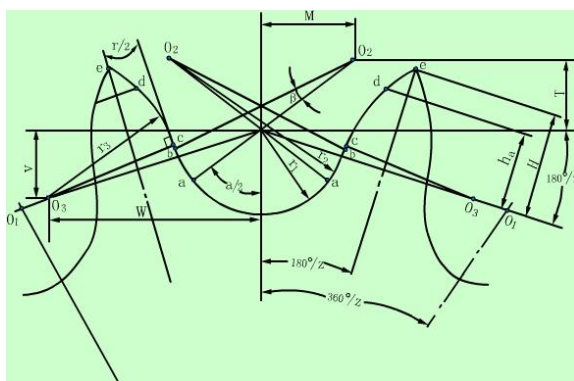


图 2. 22

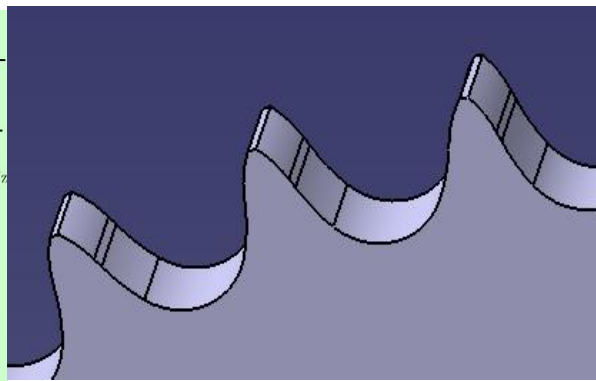


图 2. 23



二圆弧法

齿槽形状 (GB1244—85)

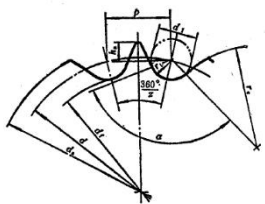


表 13-2-10			
名 称	单 位	计 算 公 式	
		最大齿槽形状	最小齿槽形状
齿顶圆半径 r_a	mm	$r_{a\max} = 0.008d_1(z^2 + 180)$	$r_{a\max} = 0.12d_1(z + 2)$
齿内圆半径 r_i		$r_{i\max} = 0.505d_2 + 0.008\sqrt{d_1}$	$r_{i\max} = 0.505d_1$
齿角 α	(°)	$\alpha_{\min} = 120^\circ - \frac{50^\circ}{z}$	$\alpha_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$

注: 链轮的实际齿槽形状, 应在最大齿槽形状和最小齿槽形状的范围之内。

图 2.24

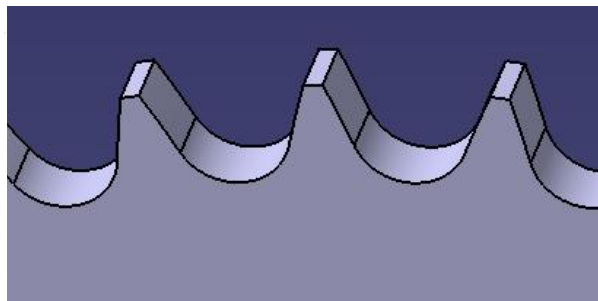


图 2.25

比较以上两种画法发现, 三圆弧法优势有: 目前比较标准的画法, 用标准刀具加工, 取值比较确定; 不容易跳齿; 磨损较小。且镂空结构相同时, 三圆弧法得到的链轮强度更好, 最终选取三圆弧法确定齿形。

B 镂空部分的设计

设计几种不同的镂空部分形状, 结合 Ansys 仿真分析后, 发现几种设计中, 去年的设计受力更为合理。

由于采用全新的镂空方式, 最大应力达到 283Mpa。

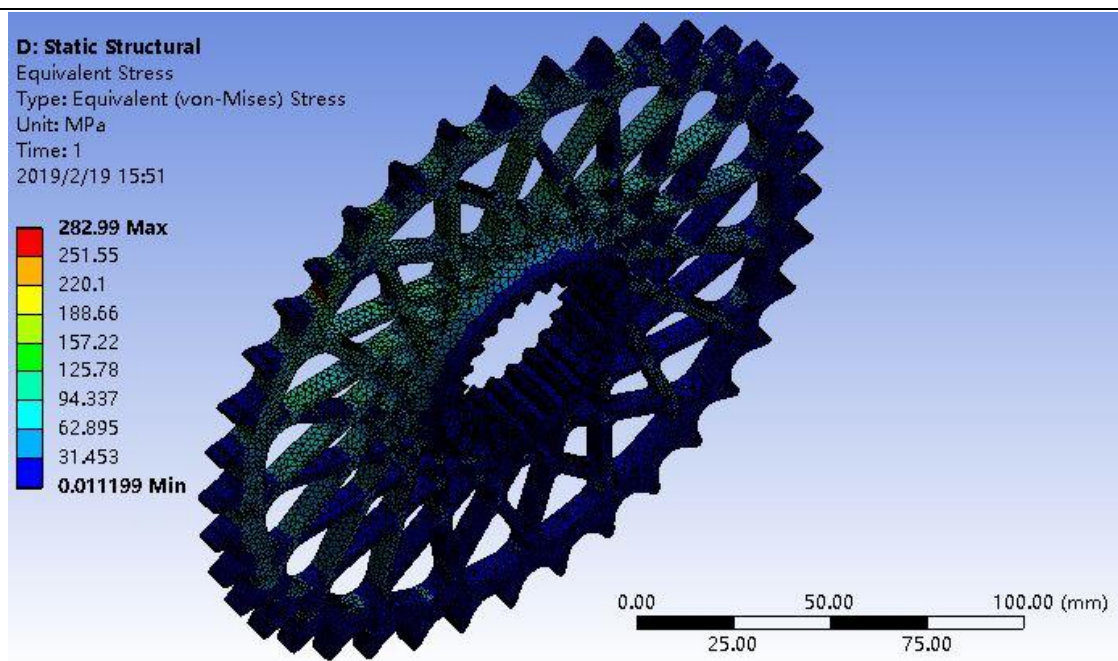


图 2.26 链轮初稿应力云图

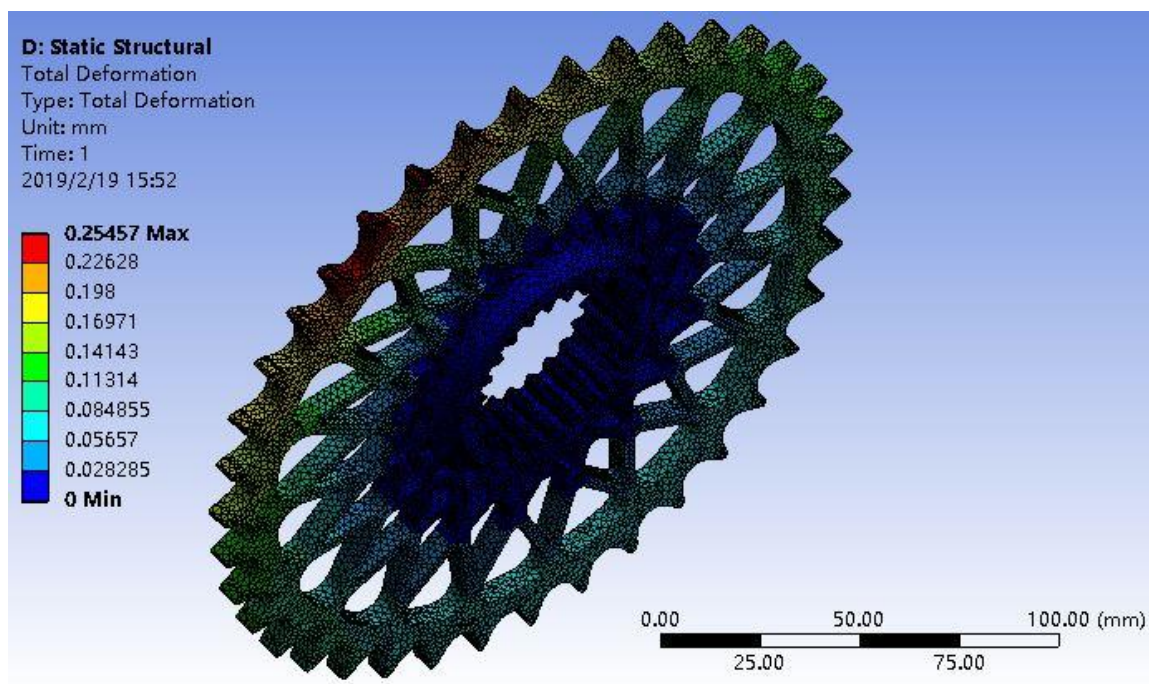


图 2.27 链轮初稿形变云图

结合仿真结果中齿根处应力大，轮齿变形严重的情况，并且考虑到轻量化，我们进行优化再设计，再仿真，最终选择了更优的齿形画法和镂空部分的设计，并再次结合仿真进行局部优化。

最终仿真结果：

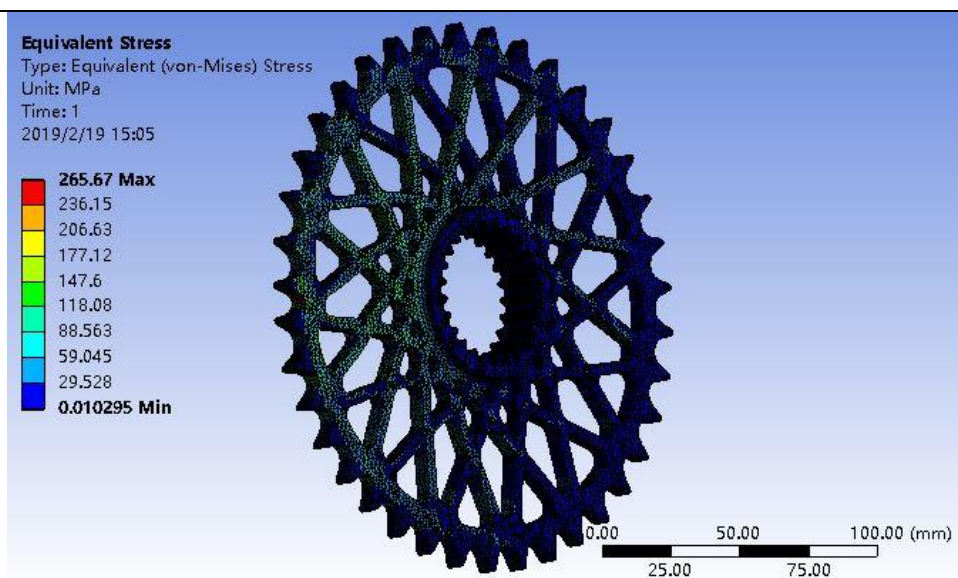


图 2.28 链轮终稿应力云图

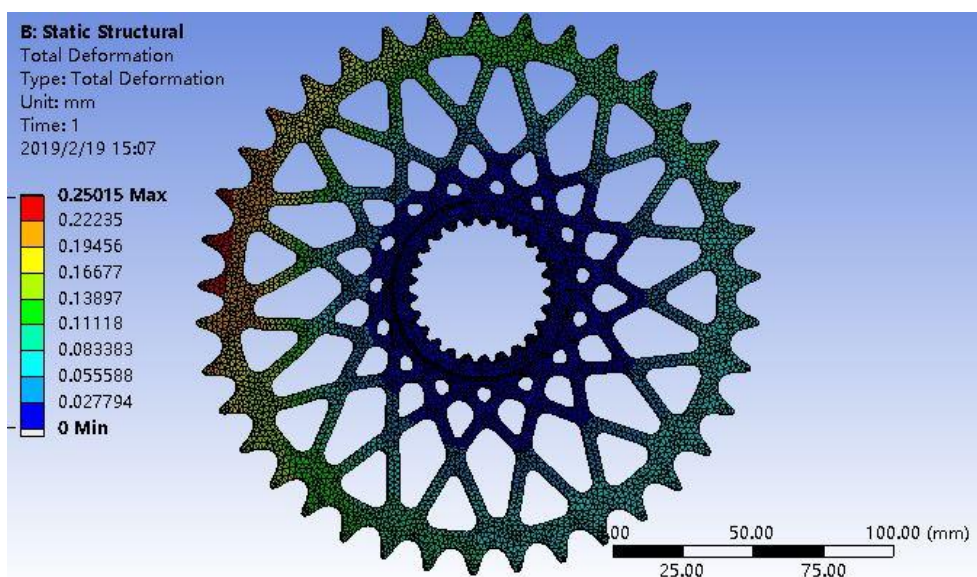


图 2.29 链轮终稿形变云图

最终得到最大应力在轮齿处，为 265.67Mpa，最大变形在轮齿处，为 0.25mm。且今年镂空部分减重 2.5g。

2.3.5 支撑分析



在选定差速器轴承型号后（见附录二），根据轴承型号给定的数据，以及差速器轴线与发动机上下悬的相对位置，进行支撑设计。

【6011Z轴承】尺寸参数规格：

轴承型号：6011Z轴承

轴承品牌：KOYO轴承

轴承类型：深沟球轴承轴承

内径：55 mm

外径：90 mm

厚度：18 mm

新型号：60111

旧型号：6011-Z

轴承型号:6909轴承

内径: 45 mm

外径: 68 mm

厚度: 12 mm

品牌: KOYO

新型号: 61909轴承

旧型号: 1000909轴承

系列: 深沟球轴承

图 2. 30

图 2. 31

右支撑受力较小，差速器轴线与发动机下悬轴线距离与去年相比变化很小，右支撑质量与去年相比减少 3.95g，且有较好的应力与形变。

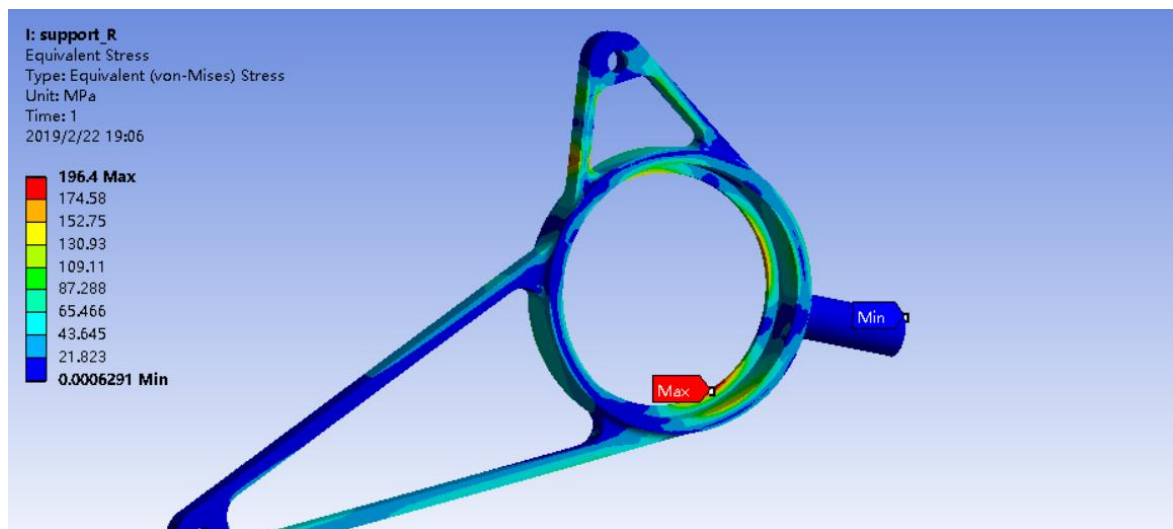


图 2. 32 右支撑应力云图

左支撑进行了三种改进尝试，前两种方案虽降低了镂空处最大应力，但由于螺栓连接处最大应力较大，在结合质量与应力的考虑下，选择方案 A，应力较去年相比稍大，质量减轻 4.76g，安全系数达 2.02

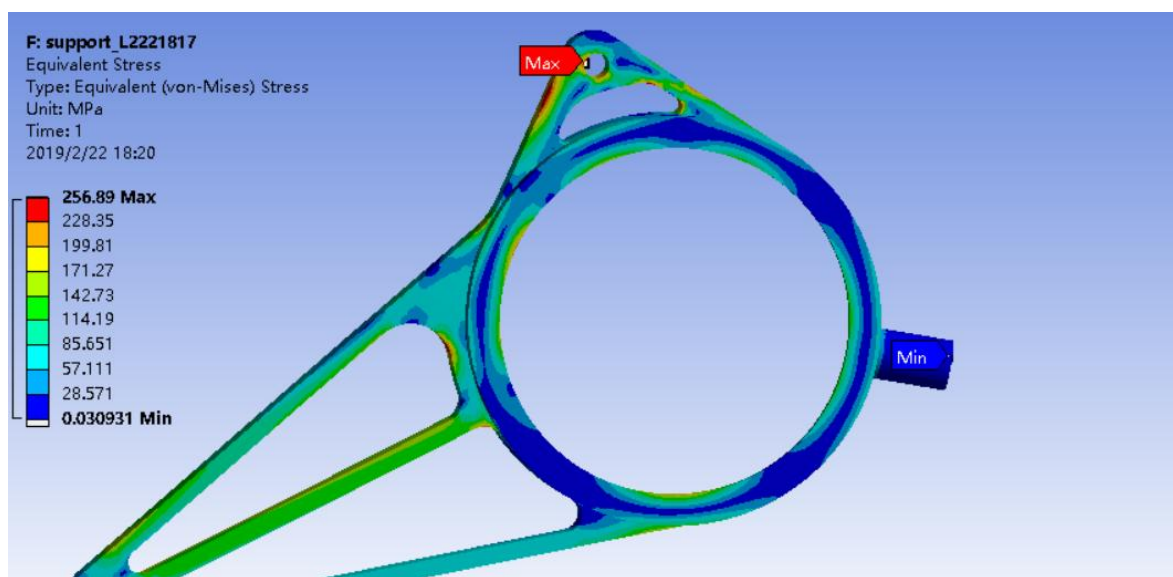


图 2.33 方案 A 应力云图

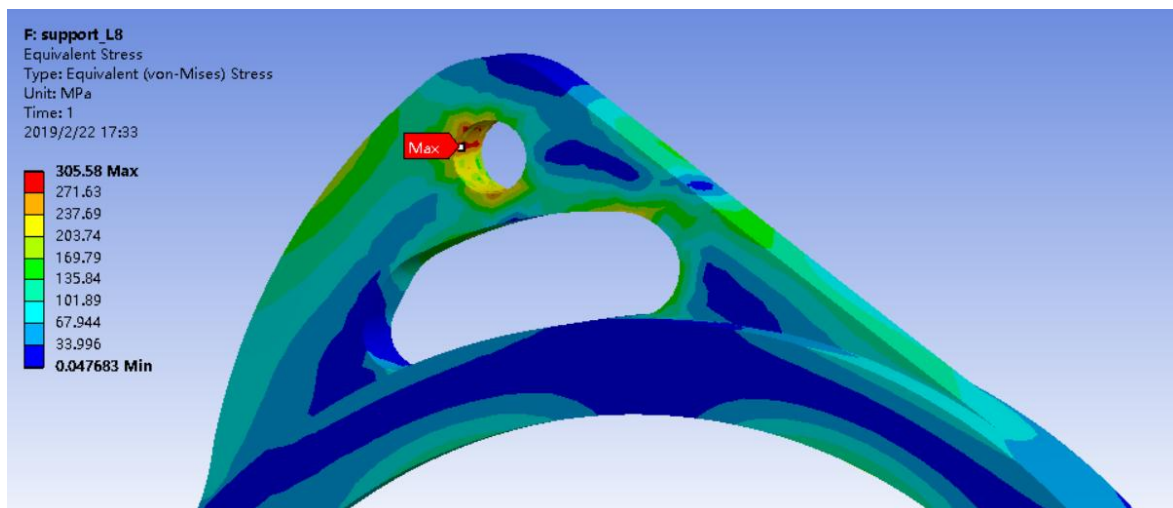


图 2.34 方案 B 应力云图

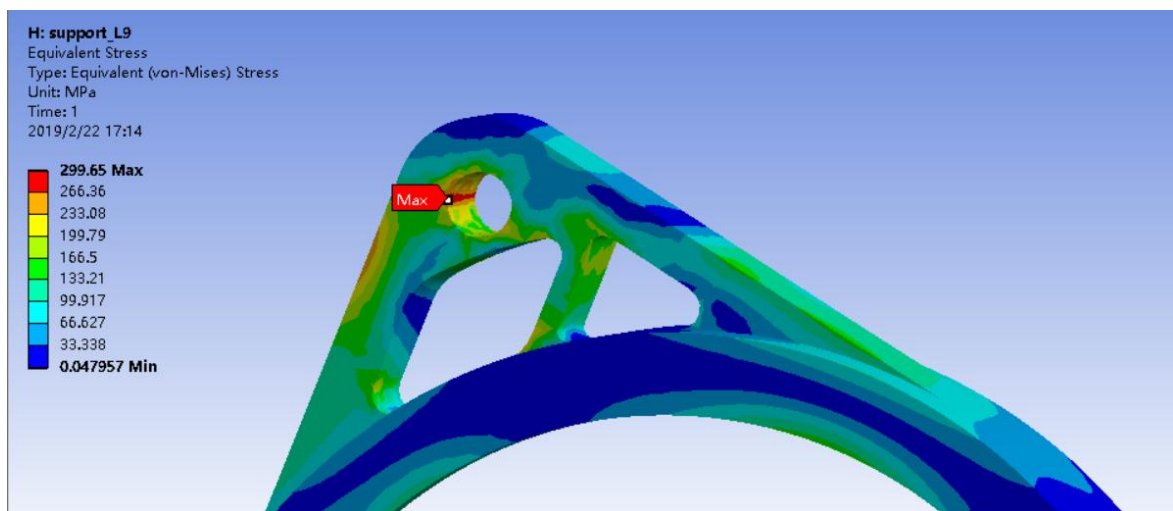


图 2.35 方案 C 应力云图



2.3.6 张紧分析

为了减轻张力，我们决定选择 7075 铝合金作为张紧材料。根据差速器壳的数模和轴线间的相对位置，进行张紧设计，由于去年设计时没有考虑上张上平面到发动机上悬制的距离，车检时扳手与发动机上悬制发生干涉，增加了车检的工作量，今年设计将上张紧螺栓孔与上平面的距离增加 7mm，保证扳手有足够的工作空间。

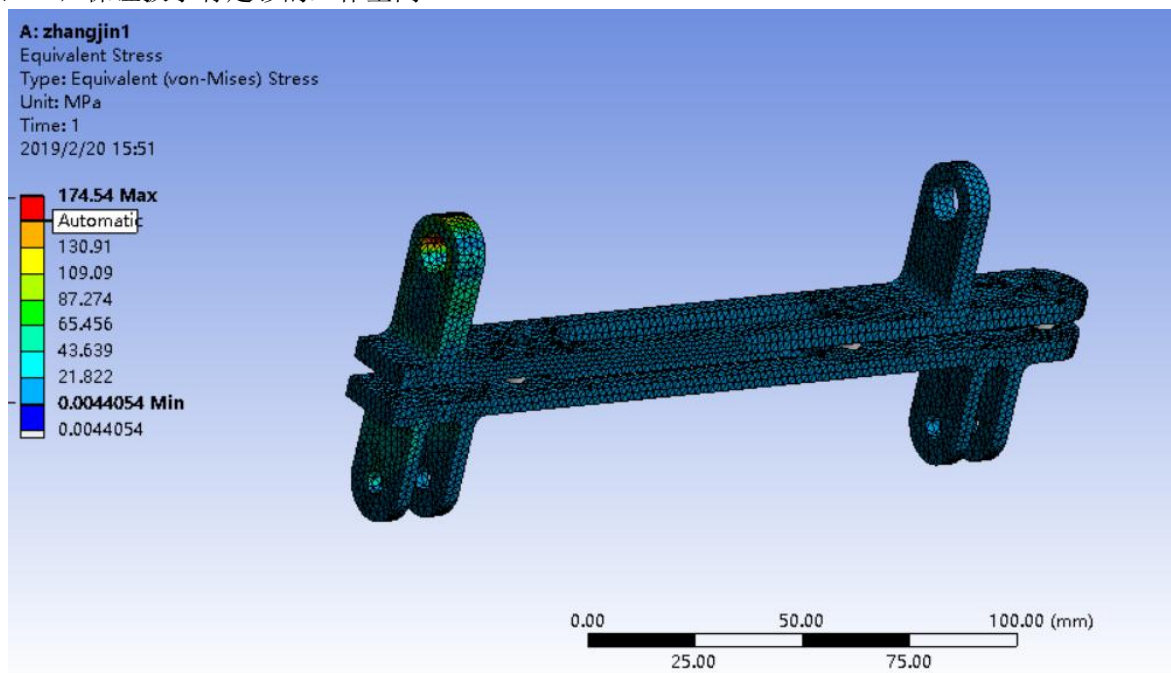


图 2.35 张紧应力云图

2.3.7 吊耳分析

今年所采用的吊耳方案与 TR17 相似，材料选取 42CrMo 钢。设计吊耳的过程中不断调整三个点的相对位置，再进行仿真，寻找应力相对较小的方案。

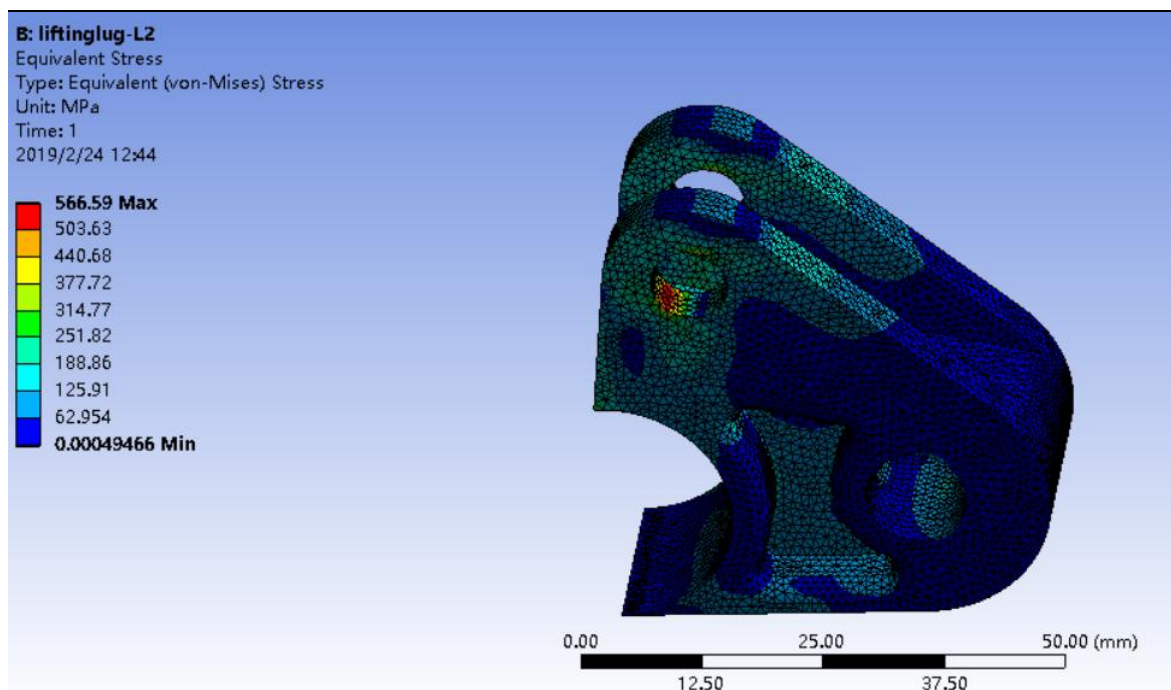


图 2.36 左吊耳初稿应力云图

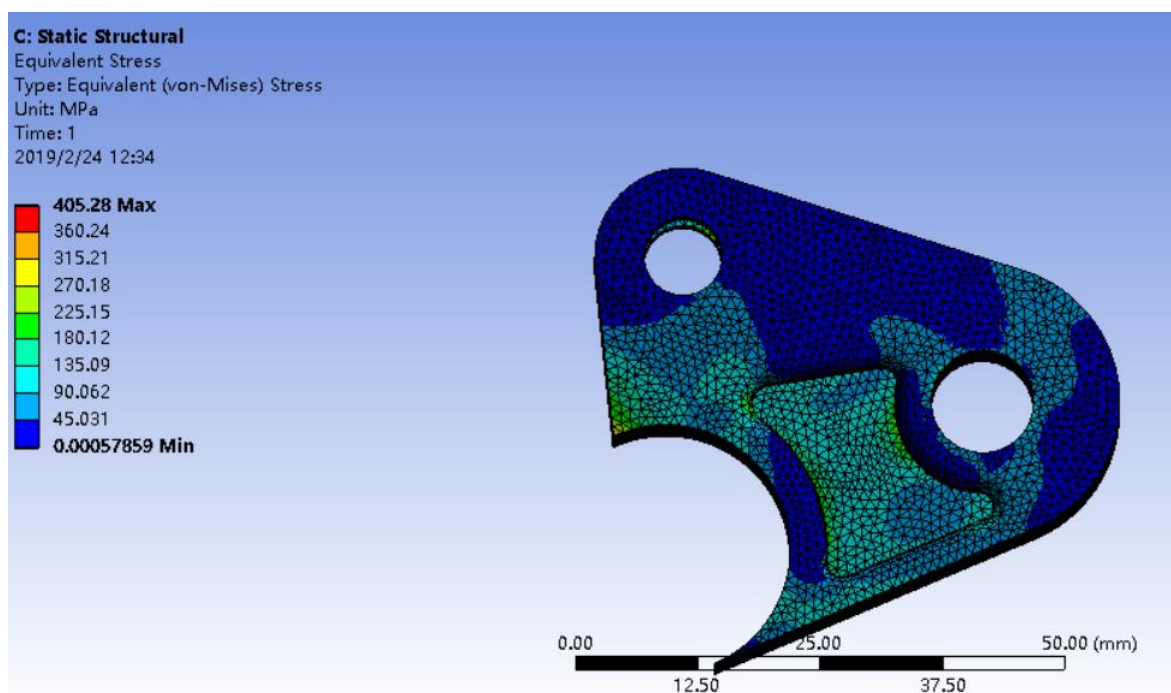


图 2.37 左吊耳终稿应力云图

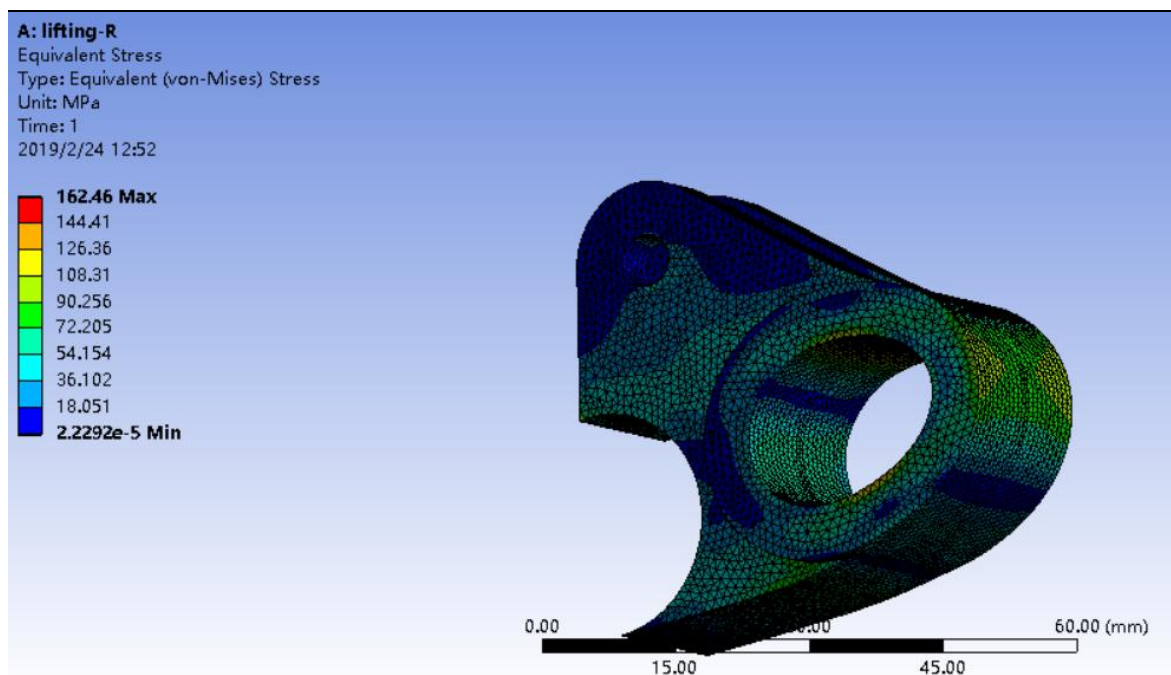


图 2.38 右吊耳初稿应力云图

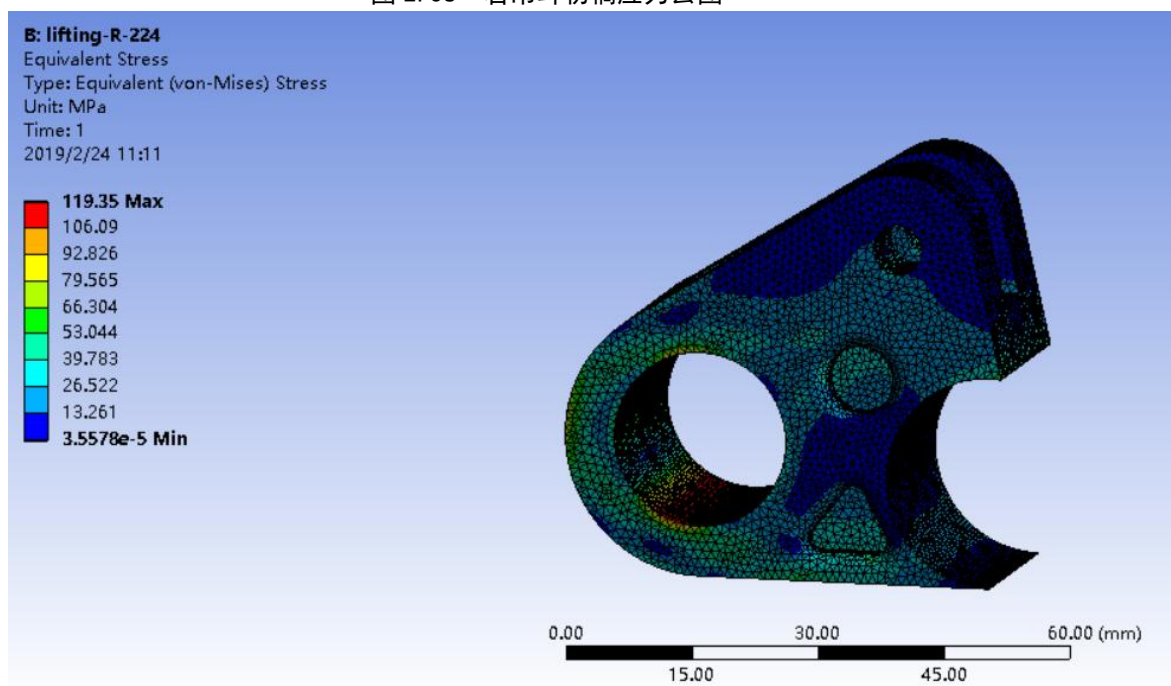


图 2.39 右吊耳终稿应力云图

3 附录

3.1.附录一 链条的选型



A. 选择链轮的齿数、传动比 i :

B. 计算当量的单排链的计算功率 P_{ca} .

一定条件下, 节距越大, 链传动的承载能力越强, 但节距越大, 链传动的多边形效应越严重, 动载荷、冲击、振动越严重。所以, 考虑到赛车的轻量化, 为使链传动结构紧凑、寿命长, 尽量取小节距的单排链。

根据链传动的工作情况、主动链轮齿数和链条排数, 将链传动所传递的功率修正为当量的单排链的计算功率

——工况系数, 见表 3.1

——主动链轮齿数系数, 见表 3.2

——单排链系数, 双排链时, 三排链时

$P=49.6\text{KW}$ (取自发动机试验测量数据) ——传递的功率, KW (千瓦)。

表 3.1 工况系数

从动机械特性	主动轮机械特性		
	平稳运动	轻微冲击	中等冲击
平稳运动	1.0	1.1	1.3
轻微冲击	1.4	1.5	1.7
中等冲击	1.8	1.9	2.1

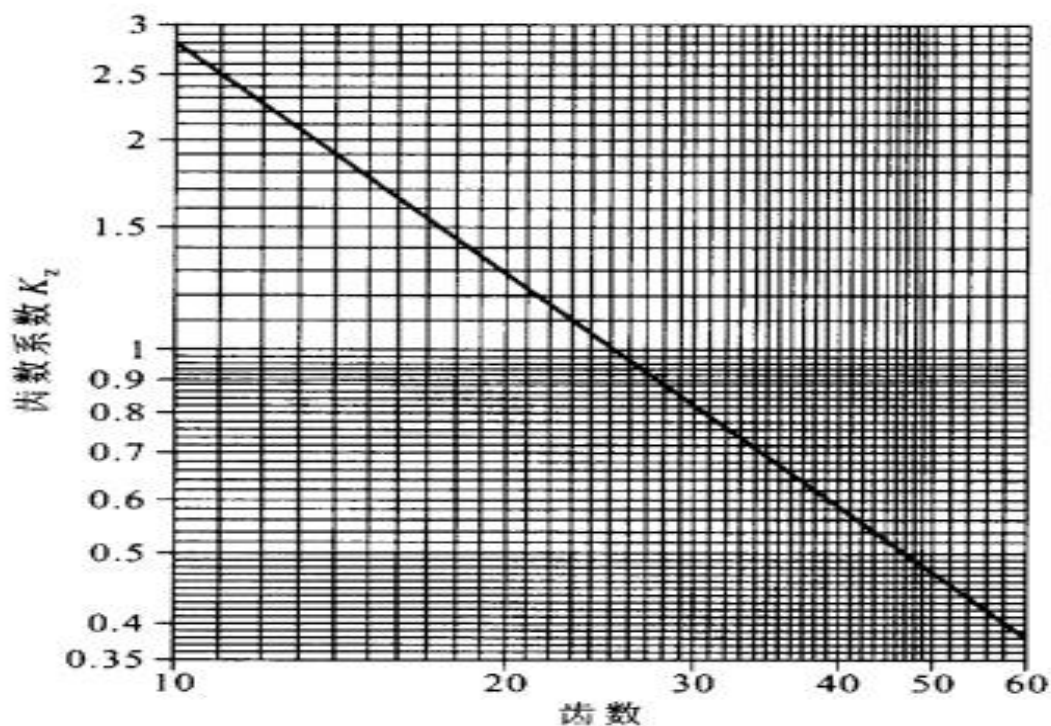


图 3.1 主动链轮齿数系数



C. 确定链条型号和节距 p

根据当量的单排链的计算功率 P_{ca} 和主动链轮转速，确定链轮型号，由图 3.3 选取链条型号。然后由图 3.4 确定链条节距 p 。

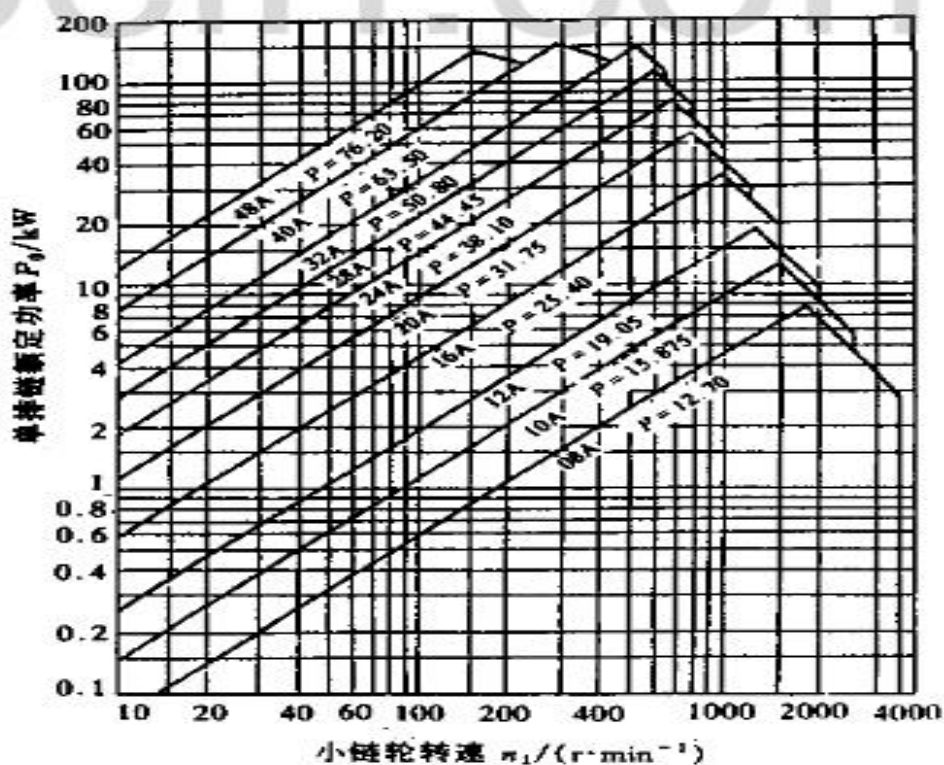


图 3.2 链条选型表 (A 系列、单排滚子链额定功率曲线)

此表链条预期寿命 15000h，考虑到我们的实际需要的寿命约为 500h，最终选择链条型号为 10A。

链号	节距 p	排距 p_t	滚子外径 d_{1max}	内链节内宽 b_{1min}	销轴直径 d_{2max}	链板高度 h_{2max}	极限拉伸载荷 (单排) Q_{min}
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	N
08A	12.70	14.38	7.95	7.85	3.96	12.07	13800
10A	15.875	18.11	10.16	9.40	5.08	15.09	21800
12A	19.05	22.78	11.91	12.57	5.95	18.08	31100
16A	25.40	29.29	15.88	15.75	7.94	24.13	55600
20A	31.75	35.76	19.05	18.90	9.54	30.18	86700
24A	38.10	45.44	22.23	25.22	11.10	36.20	124600
28A	44.45	48.87	25.40	25.22	12.70	42.24	169000
32A	50.80	58.55	28.53	31.55	14.29	48.26	222400
40A	63.50	71.55	39.68	37.85	19.34	60.33	347000

图 3.3 滚子链规格和主要参数



由表确定 10A 链条节距 $p=15.875\text{mm}$

UNIBEAR CHAIN NO.	JAPAN CHAIN NO.	Pitch		Roller Dia.	Width between inner plates	Pin Dia	Pin Length		Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Conner	
		mm	in				mm	mm	in	mm	mm	100L	100L	KN			Lbs
O-RING																	
420UO	420V	12.70	1/2	7.77	6.35	3.96	19.00	0.749	1.80	1.80	0.93	2.05	18.00	4045.14	O	*	
428UO	428V	12.70	1/2	8.51	7.94	4.45	21.20	0.835	2.03	2.03	1.23	2.71	22.00	4944.06	O	*	
520UO	520V	15.875	5/8	10.16	6.40	5.24	20.60	0.820	2.20	2.20	1.86	4.10	36.00	8090.28	O	*	
525UO	525V	15.875	5/8	10.16	7.95	5.24	22.30	0.879	2.20	2.20	1.96	4.32	36.00	8090.28	O	*	
530UO	530(50)V	15.875	5/8	10.16	9.40	5.24	24.90	0.981	2.42	2.42	2.27	5.00	42.00	9438.66	O	*	
630UO	630V	19.05	3/4	11.91	9.40	5.94	25.40	1.001	2.42	2.42	2.91	6.42	49.00	11011.77	O	*	

图 3.4

符合节距要求的链条有 520, 525, 530 三种，考虑到轻量化要求，初选型 520，节距 15.875mm

3.2. 附录二 差速器支撑轴承的选型

3.2.1 左轴承选型

左支撑主要受径向力，受轴向力较小，故选用深沟球轴承。根据轴承使用需求取 200h 为额定寿命。

$$L_h = 200h$$

基本额定载荷 C

$$C = P\varepsilon \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (3.1)$$

对于深沟球轴承，指数为 $\varepsilon = 3$

(1) 求轴承的当量动载

$$P = f_d(XF_r + YF_a) \quad (3.2)$$

查表 3.1 取 $f_d = 1.3$

表 3.2

载荷性质	f_d
------	-------



无冲击或轻微冲击	1.0~1.2
中等冲击或中等惯性冲击	1.2~1.8
强大冲击	1.8~3.0

由于轴承不受轴向力，所以径向动载荷系数 $X=1$ ，轴向动载荷系数 $Y=0$

$$F_a/F_r = 0 < e \quad (3.3)$$

$$X = 1, Y = 0,$$

$$P = f_d \times F_r \quad (3.4)$$

$$P = 1.3 \times \sqrt{11496.37^2 + 3935.86^2} = 15796.87N$$

(2) 求转速 n_i

$$n_i = n_m/n_{Ei} \quad (i = 1, 2; m = a, b) \quad (3.5)$$

发动机最大输出扭矩下轴承转速

$$n_a = 12000r/min$$

$$i = 1.974 \times 2.785 \times 38/11 = 19.61$$

$$n_1 = 611.93r/min$$

(3) 求基本额定载荷 C

$$C = P\varepsilon \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}} \quad (3.1)$$

$$C = 31.1kN$$

根据《机械设计手册第五版》选用 KOYO 的 6011-Z 型号深沟球轴承(国内型号为 6011-Z)

得到 $C'=31.2kN$

代回寿命公式

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon = 209.8h \quad (3.6)$$

满足设计要求。

3.2.2 右轴承选型



同上运用（3.1）中公式

得

$$P = 1.3 \times \sqrt{2101.49^2 + 719.46^2} = 2887.60N$$

$$C=5.7kN$$

根据《机械设计手册第五版》选用 KOYO 的 6909 型号的深沟球轴承（国内型号为 61909）。

$$C'=14.1kN,$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^\varepsilon = 3170h$$

满足设计要求。

3.3. 附录三 轴承公差

深沟球轴承成品外形尺寸

表1 10系列		单位:mm		
轴承型号	内径 d	外径 D	宽度 B	最小倒角 r _{min}
604	4 -0.007	12 -0.007	4 -0.12	0.2
605	5 -0.007	14 -0.007	5 -0.12	0.2
606	6 -0.007	17 -0.007	6 -0.12	0.3
607	7 -0.007	19 -0.008	6 -0.12	0.3
608	8 -0.007	22 -0.008	7 -0.12	0.3
609	9 -0.007	24 -0.008	7 -0.12	0.3
6000	10 -0.007	26 -0.008	8 -0.12	0.3
6001	12 -0.007	28 -0.008	8 -0.12	0.3
6002	15 -0.007	32 -0.009	9 -0.12	0.3
6003	17 -0.007	35 -0.009	10 -0.12	0.3
6004	20 -0.008	42 -0.009	12 -0.12	0.6
60/22	22 -0.008	44 -0.009	12 -0.12	0.6
6005	25 -0.008	47 -0.009	12 -0.12	0.6
60/28	28 -0.008	52 -0.011	12 -0.12	0.6
6006	30 -0.008	55 -0.011	13 -0.12	1
60/32	32 -0.01	58 -0.011	13 -0.12	1
6007	35 -0.01	62 -0.011	14 -0.12	1
6008	40 -0.01	68 -0.011	15 -0.12	1
6009	45 -0.01	75 -0.011	16 -0.12	1
6010	50 -0.01	80 -0.011	16 -0.12	1
6011	55 -0.012	90 -0.013	18 -0.15	1.1
6012	60 -0.012	95 -0.013	18 -0.15	1.1
6013	65 -0.012	100 -0.013	18 -0.15	1.1
6014	70 -0.012	110 -0.013	20 -0.15	1.1
6015	75 -0.012	115 -0.013	20 -0.15	1.1
6016	80 -0.012	125 -0.015	22 -0.15	1.1
6017	85 -0.015	130 -0.015	22 -0.2	1.1
6018	90 -0.015	140 -0.015	24 -0.2	1.5



619/8	8 -0.007	19 -0.008	6 -0.12	0.3
619/9	9 -0.007	20 -0.008	6 -0.12	0.3
61900	10 -0.007	22 -0.008	6 -0.12	0.3
61901	12 -0.007	24 -0.008	6 -0.12	0.3
61902	15 -0.007	28 -0.008	7 -0.12	0.3
61903	17 -0.007	30 -0.008	7 -0.12	0.3
61904	20 -0.008	37 -0.009	9 -0.12	0.3
61905	25 -0.008	42 -0.009	9 -0.12	0.3
61906	30 -0.008	47 -0.009	9 -0.12	0.3
61907	35 -0.01	55 -0.011	10 -0.12	0.6
61908	40 -0.01	62 -0.011	12 -0.12	0.6
61909	45 -0.01	68 -0.011	12 -0.12	0.6
61910	50 -0.01	72 -0.011	12 -0.12	0.6
61911	55 -0.012	80 -0.011	13 -0.15	1
61912	60 -0.012	85 -0.013	13 -0.15	1
61913	65 -0.012	90 -0.013	13 -0.15	1
61914	70 -0.012	100 -0.013	16 -0.15	1
61915	75 -0.012	105 -0.013	16 -0.15	1
61916	80 -0.012	110 -0.013	16 -0.15	1
61917	85 -0.015	120 -0.013	18 -0.2	1.1
61918	90 -0.015	125 -0.015	18 -0.2	1.1
61919	95 -0.015	130 -0.015	18 -0.2	1.1
61920	100 -0.015	140 -0.015	20 -0.2	1.1
61921	105 -0.015	145 -0.015	20 -0.2	1.1
61922	110 -0.015	150 -0.015	20 -0.2	1.1

图 3.5

基本偏差图:

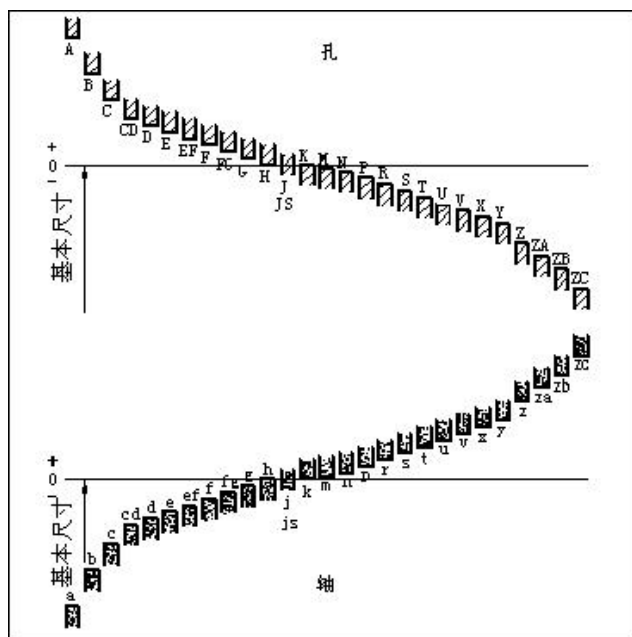


图 3.6

标准公差表:



表 3.3

根据国际标准，以下为基本尺寸0-500mm, 4-18级精度标准公差表。

基本尺寸		公差值														
		IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
大于	到	μm								mm						
-	3	3	4	6	10	14	25	40	60	0.10	0.14	0.25	0.40	0.60	1.0	1.4
3	6	4	5	8	12	18	30	48	75	0.12	0.18	0.30	0.48	0.75	1.2	1.8
6	10	4	6	9	15	22	36	58	90	0.15	0.22	0.36	0.58	0.90	1.5	2.2
10	18	5	8	11	18	27	43	70	110	0.18	0.27	0.43	0.70	1.10	1.8	2.7
18	30	6	9	13	21	33	52	84	130	0.21	0.33	0.52	0.84	1.30	2.1	3.3
30	50	7	11	16	25	39	62	100	160	0.25	0.39	0.62	1.00	1.60	2.5	3.9
50	80	8	13	19	30	46	74	120	190	0.30	0.46	0.74	1.20	1.90	3.0	4.6
80	120	10	15	22	35	54	87	140	220	0.35	0.54	0.87	1.40	2.20	3.5	5.4
120	180	12	18	25	40	63	100	160	250	0.40	0.63	1.00	1.60	2.50	4.0	6.3
180	250	14	20	29	46	72	115	185	290	0.46	0.72	1.15	1.85	2.90	4.6	7.2
250	315	16	23	32	52	81	130	210	320	0.52	0.81	1.30	2.10	3.20	5.2	8.1
315	400	18	25	36	57	89	140	230	360	0.57	0.89	1.40	2.30	3.60	5.7	8.9
400	500	20	27	40	63	97	155	250	400	0.63	0.97	1.55	2.50	4.00	6.3	9.7

6011-Z 型号深沟球轴承 ($55_{-0.012}^0, 90_{-0.013}^0$) 考虑阳极氧化厚度 0.05mm 并根据基本偏差图和标准公差表将公差选择如下:

差速器与轴承配合处为 $55_{-0.023}^{-0.01}$ 左支撑与轴承配合处为 $90_0^{0.022}$

61909 型号的深沟球轴承 ($45_{-0.01}^0, 68_{-0.011}^0$)

差速器与轴承配合处为 $45_{-0.0256}^{-0.009}$ 右支撑与轴承配合处为 $68_0^{0.019}$

滑动轴承与差速器壳配合 H7/js6

滑动轴承内表面和球笼轴外表面表面粗糙度要求——Ra0.6

间隙要求 $0.00075D=19.5\mu\text{m}$ 因而配合选为 G7/g8

3.4. 附录四 渐开线花键设计过程

30°圆齿根渐开线花键参数的设置

分度圆直径: $d = z * m$

基圆直径: $d_h = d * \cos(\alpha)$

压力角: $\alpha = 30$

齿顶圆直径: $D_{ee} = d + m$

齿根圆直径: $D_{ie} = d - 1.8m$

渐开线起始圆直径: $D_{Fe} = d - 1.2m$

齿根圆弧最小曲率半径: $R_{emin} = 0.4m$

渐开线方程:

$r_b = d_b/2$

$\psi = 90 * t$

$x = r_b * \cos(\psi) + r_b * \psi * (\pi/180) * \sin(\psi)$

$y = r_b * \sin(\psi) - r_b * \psi * (\pi/180) * \cos(\psi)$

$z = 0$

图 3.7

软件计算过程:



花键类型： 外花键 齿 数： 25
模 数： 2 压 力 角： 30 度
公 差： h 公差等级： 6 级
配合长度： 18MM 分度圆直径 (D): 50
基圆直径 (Db): 43.30127019 渐开线起始圆直径 (Dfmax): 47.78116784
基本齿厚 (S): 3.14159265 作用齿厚最大值 (Svmax): 3.14159265
实际齿厚最小值 (Smax): 3.10059265 实际齿厚最大值 (Smin): 3.03259265
作用齿厚最小值 (Svmin): 3.07359265
齿形公差 (ff): 36 齿向公差 (Fβ): 12
齿距累计公差 (Fp): 57 综合公差 (λ): 41
齿根圆弧最小曲率半径 (Rmin): 0.4(平)0.8(圆)

制图:

画渐开线 (描点, 样条曲线拟合)

t	x	y
0	0	21.65064
0.05	0.027902	21.91609
0.085	0.136444	22.40886
0.1	0.221568	22.69283
0.13	0.483468	23.38166
0.16	0.893606	24.21542
0.17	1.068335	24.52164
0.18	1.263761	24.84044
0.185	1.369534	25.00424
0.19	1.480835	25.1708
0.195	1.597775	25.33999
0.2	1.720465	25.51167
0.21	1.983513	25.86192
0.22	2.270794	26.22041
0.23	2.58307	26.58596
0.24	2.921054	26.95731
0.245	3.099895	27.14478
0.25	3.285406	27.33322
0.255	3.477661	27.52246
0.26	3.67673	27.71236

花键建模结果如下:

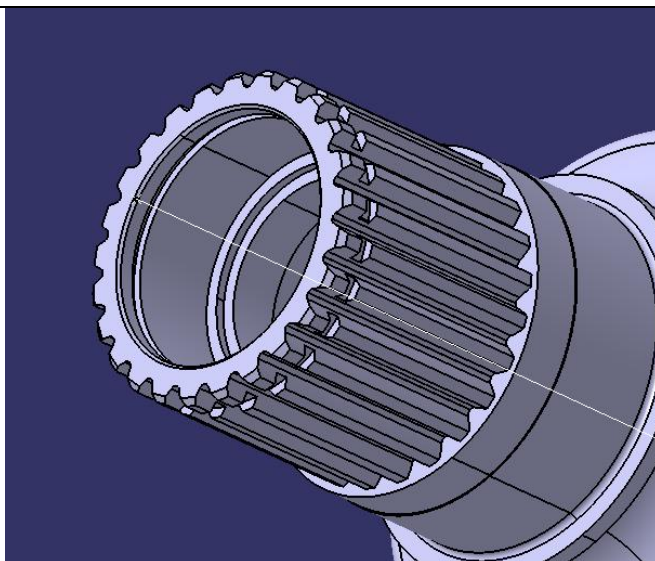


图 3.8

3.5. 附录五 O 型圈选型以及沟槽设计标准

4.2.1 受内部压力的沟槽

受内部压力的沟槽型式应符合图 4 的规定。

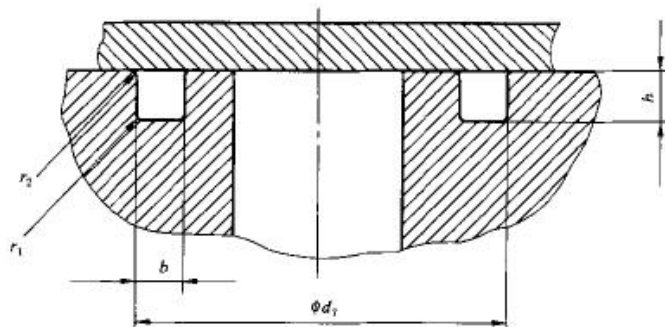


图 4 轴向密封受内部压力的沟槽型式

图 3.9



轴向密封沟槽尺寸应符合表 2 的规定。

表 2 轴向密封沟槽尺寸

单位为毫米

○形圈截面直径 d_2	1.80	2.65	3.55	5.30	7.00
沟槽宽度 b	2.6	3.8	5.0	7.3	9.7
沟槽深度 h	1.28	1.97	2.75	4.24	5.72
沟槽底圆角半径 r_1	0.2~0.4		0.4~0.8		0.8~1.2
沟槽棱圆角半径 r_2	0.1~0.3				

4

GB/T 3452.3—2005

5.2.2 轴向密封沟槽外径和沟槽内径

受内部压力的沟槽外径 d_1 的基本尺寸按式(3)确定:

$$d_1(\text{基本尺寸}) \leq d_1(\text{基本尺寸}) + 2d_2(\text{基本尺寸}) \quad \dots\dots\dots(3)$$

图 3.10

3.6. 附录六 卡簧标准

表 3.4 轴用卡簧沟槽设计标准

d_1	42	45	48	50	52	55
d_2	39.5	42.5	45.5	47	49	52
d_3	38.5	41.5	44.5	45.8	47.8	50.8
d_4	56	59.4	62.8	64.8	67	70.4
m	1.7	1.7	1.7	2.2	2.2	2.2

孔径 d_2	D		S		b ~	d_1	d_2		m		n >	轴 d_1 <
	基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差			基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差		
38	40.8	+0.50 -0.25			3.6	2.5	40				3	26
40	43.5				4		42.5					27

图 3.11 孔用卡簧沟槽设计标准



618	TC 25-42-7	669	TC 26-35-7	720	TC 27-47-8
619	TC 25-42-8	670	TC 26-36-5	721	TC 27-48-8
620	TC 25-43-10	671	TC 26-36-7	722	TC 27-50-10
621	TC 25-43-12	672	TC 26-37-7	723	TC 27-52-8
622	TC 25-43-8	673	TC 26-37-8	724	TC 27-53-7
623	TC 25-44-7	674	TC 26-38-5	725	27.00-42.875-7.95
624	TC 25-44-8	675	TC 26-38-7	726	TC 28-35-5
625	TC 25-45-10	676	TC 26-38-8	727	TC 28-35-7
626	TC 25-45-12	677	TC 26-40-10	728	TC 28-35-8
627	TC 25-45-5	678	TC 26-40-7	729	TC 28-36-7
628	TC 25-45-7	679	TC 26-40-8	730	TC 28-37-4
629	TC 25-45-8	680	TC 26-40-9	731	TC 28-37-5
630	TC 25-46-10	681	TC 26-42-10	732	TC 28-37-6

图 3.12 油封选型 TC 26-40-7 以及 TC 26-38-7

3.7.附录七 钛半轴扭转实验及其与钢半轴对比

3.7.1. 实验目的

测量以及对比钛半轴和钢半轴扭转刚度和强度

3.7.2. 实验器材

钛半轴：长度 425，实轴直径 20mm，花键端大径 22mm，小径 19.2mm

钢半轴：长度 425，实轴直径 20mm，花键端大径 22mm，小径 19.1mm

扭矩加载装置：最大扭矩可加 4000N.m。

3.7.3. 实验过程

表 3.5 钢半轴实验数据

钢半轴			
加载扭矩 (N.m)	加载时间 (s)	扭转角度 (°)	扭转刚度 (N.m/rad)
0	0	4.217	
0-500	100	-6.151	2763.1
500-700	100	-10.300	2761.9
700-900	100	-22.550	935.4
900-1000	50	-45.000	255.2

(卸载扭矩之后扭转角度为-23.176，已过屈服点)



表 3.6 钛半轴实验数据

钛半轴			
加载扭矩 (N.m)	加载时间 (s)	扭转角度 (°)	扭转刚度 (N.m/rad)
0	0	-0.915	
0-500	100	17.003	1598.8
500-700	100	24.599	1508.6
700-900	100	35.258	1186.4
900-1000	50	43.828	668.56

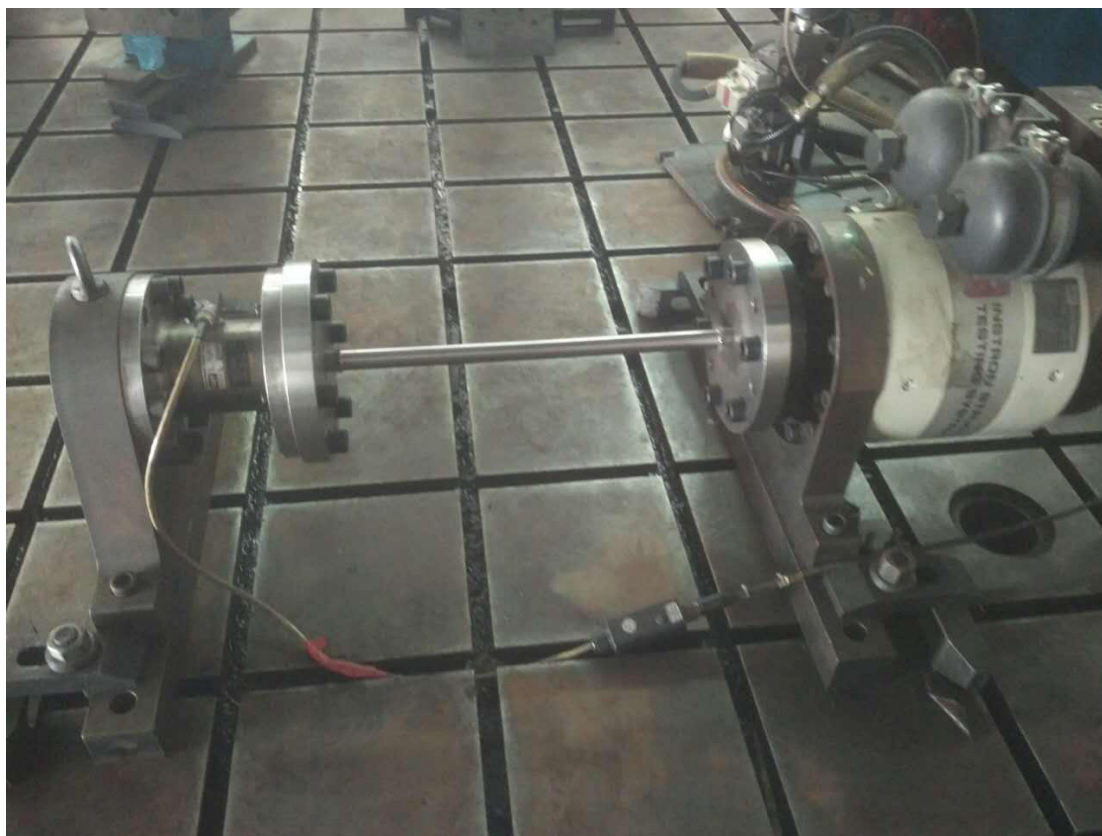


图 3.1 半轴实验

3.7.4. 实验结果分析

从实验结果来看，钢半轴刚度更好，快接近是钛的两倍。但随着扭矩加到 700-900N.m 这个阶段，看出钢半轴的刚度大幅度的减少，以及发生塑性形变。可见钛半轴强度比钢要好。在我们



实际的比赛过程中，最大扭矩在 500N.m 左右，无论是使用钢半轴和钛半轴都不会过屈服点。钛半轴可以满足我们实车要求。

装

订

线



参考文献

- [1] 西北工业大学机械原理及机械零件教研室, 机械设计 (第九版). 北京: 高等教育出版社, 2013. 5
- [2] CUSCO LSD GUIDE.
- [3] 《三球销式万向节结构主参数的标准化与系列化设计_石宝枢》

装

订

线