



21世纪高等学校机械设计制造及其自动化专业参考书

机械设计与机械原理 考研指南(下册)

(第三版)

彭文生 杨家军 王均荣 主编



理论提要 · 例题精选 · 试题解答



华中科技大学出版社
<http://www.hustp.com>

策划编辑：万亚军
(171447782@qq.com)
责任编辑：刘 勤

本书由国内具有代表性的七所重点大学（华中科技大学、哈尔滨工业大学、浙江大学、西南交通大学、武汉理工大学、华南理工大学、东北大学）具有丰富教学、教材编写及研究生指导经验的教授编写。全书分上、下两册，共三篇。上册含两篇（共21章），第一篇（第1章至第10章）介绍了“机械设计”课程中的重难点内容和相关例题及解答，第二篇（第11章至第21章）介绍了“机械原理”课程中的重难点内容和相关例题及解答，每章后还附有复习题和练习题。下册为第三篇，介绍了上册各章复习题与练习题的参考答案，还附有华中科技大学、哈尔滨工业大学、武汉理工大学、华南理工大学、东北大学、中南大学等高校近年来的最新考研模拟试题。

考研者成功的**阶梯** 大学生备考的**帮手** 教师们命题的**参考**

ISBN 978-7-5609-9637-0



9 787560 996370 >

定价：29.80元

机械设计与机械原理 考研指南(下册)

(第三版)

彭文生 杨家军 王均荣 主编

华中科技大学出版社
中国·武汉

内 容 提 要

本书由国内具有代表性的七所重点大学有丰富教学、教材编写及研究生指导经验的教授编写。

全书分上、下两册,共三篇。上册含两篇(共21章)即:第一篇——机械设计(第1~10章);第二篇——机械原理(第11~21章)。下册为第三篇——参考答案与考研试题精选,包括:第一部分——各章复习与练习题参考答案;第二部分——考研试题精选。

本书可作为报考硕士学位研究生有关人员的考前复习辅导教材,本、专科大学生及自考学生学习“机械设计”“机械原理”和“机械设计基础”课程的复习资料与自学教材;也可供从事“机械设计”“机械原理”和“机械设计基础”课程教学的教师及有关工程技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

机械设计与机械原理考研指南.下册/彭文生,杨家军,王均荣主编.—3版.—武汉:华中科技大学出版社,2014.10

ISBN 978-7-5609-9637-0

I. ①机… II. ①彭… ②杨… ③王… III. ①机械设计-研究生-入学考试-自学参考资料 ②机构学-研究生-入学考试-自学参考资料 IV. ①TH

中国版本图书馆CIP数据核字(2014)第243279号

机械设计与机械原理考研指南(下册) (第三版)

彭文生 杨家军 王均荣 主编

策划编辑:万亚军

责任编辑:刘勤

封面设计:李嫚

责任校对:李琴

责任监印:张正林

出版发行:华中科技大学出版社(中国·武汉)

武昌喻家山 邮编:430074 电话:(027)81321915

录排:武汉楚海文化传播有限公司

印刷:湖北新华印务有限公司

开本:787mm×1092mm 1/16

印张:17

字数:435千字

印次:2009年10月第2版 2014年11月第3版第1次印刷

定价:29.80元



本书若有印装质量问题,请向出版社营销中心调换
全国免费服务热线:400-6679-118 竭诚为您服务
版权所有 侵权必究

前 言

本书第一版出版以来,作为当时国内第一本正式出版的机械类专业考研的主要参考书,受到广大报考机械类相关专业的考生、大学生和担任“机械设计”“机械原理”“机械设计基础”任课教师们的欢迎和好评。2005年出版的第二版将相关院校的研究生入学考试试题由第一版的14份增至29份。在2005—2012年的八年中,本书共进行了七次印刷,为适应考研的新形势决定出版第三版。

本书第一版出版时(2001年),全国在读硕士研究生的人数为27万,至本书第三版出版时(2013年),全国在读研究生的人数,据不完全统计已达160万,十三年间在读研究生的人数增加了近六倍。2013年研究生入学考试的人数达180万,创历史最高,比2012年增加15万。

在第一版前言中,我们曾指出:“当今社会对具有创新能力的高素质人才的需求比以往任何时候都更加迫切。因此,崇尚科学、崇尚知识,不仅是一种知识价值的体现,也是时代的需求和社会进步的标志。‘考研热’的兴起并持续升温,正体现了时代的需求和广大莘莘学子的愿望。”

党的“十八大”报告中指出:“全党必须更加自觉地把推动经济社会发展作为深入贯彻落实科学发展观的第一要义,牢牢扭住经济建设这个中心,坚持聚精会神搞建设、一心一意谋发展,着力把握发展规律、创新发展理念、破解发展难题,深入实施科教兴国战略、人才强国战略、可持续发展战略……”而要落实“科教兴国战略”与“人才强国战略”的关键,又在于落实中共中央、国务院印发的《国家中长期教育改革和发展规划纲要(2010—2020年)》(以下简称《纲要》)所强调的,我国高等教育要牢固确立人才培养在工作中的中心地位,“着力培养信念执着、品德优良、知识丰富、本领过硬的高素质专门人才和拔尖创新人才”。而研究生的培养正是我国贯彻《纲要》,培养拔尖创新人才的主要途径之一。而据国际经济界权威人士预测,再过8~10年,我国经济总量将超过美国跃升至全球第一位。经济的发展急需一大批高科技的创新人才。人才从何而来?主要靠国内大学自己培养,同时从国外引进高科技创新人才。因此,今后国内985大学,每年招收研究生、博士生、博士后的人数将趋近本科生的数量。

本次修订是为了适应考研的新形势,主要进行了以下几项工作。

(1) 在保持原版体系、特色和风格不变的前提下,对各章内容进行了重新审核、校对与勘误,删去了“考试复习与练习题”中的一些重复内容,个别章节充实了一些内容。

(2) 增加了第21章机械创新设计。

(3) 对下册第二部分“考研试题精选”的内容进行了全面更新,共选出华中科技大学、哈尔滨工业大学、华南理工大学、东北大学、武汉理工大学、中南大学等六

所大学的硕士研究生入学考试模拟试题共 36 份,包括“机械设计”“机械原理”“机械设计基础”课程的内容。而华中科技大学从 2008 年起的试题中还包括一道较灵活的关于机械创新设计的试题(参见第二部分该校的考研模拟试题精选)。

参加此次修订工作的有:华中科技大学彭文生(第 2、3、4、10 章及下册第三篇的第二部分)、杨家军(第 11、12、13、14、17、20、21 章及下册第三篇的第二部分);武汉理工大学王均荣(第 1、5 章)、余培明(第 15 章);华南理工大学朱文坚(第 6 章)、李杞仪(第 16 章);东北大学陈良玉、闫玉涛(第 7、9 章)、陈良玉、杨强(第 18、19 章);哈尔滨工业大学宋宝玉(第 8 章)。

下册第一部分的复习与练习题参考答案,均由第一版或第二版各对应编撰者提供,但出第三版时少数原作者有变动,但新作者对上册原稿及下册相应的复习与练习题参考答案都进行了认真的核对与加工。

需要说明的是:由于目前国内各高校使用的教材不尽相同,因此,在选入下册第二部分的 35 份研究生入学考试模拟题中,为保持“原汁原味”,同一内容表达的个别符号,可能不尽相同。此外,参与第二版编撰的个别作者,由于各种原因未参加本版的修订工作,在此,对这些作者在前两版付出的辛勤劳动表示感谢。此外,中南大学刘瞬尧教授为本书提供了部分研究生入学模拟试题,在此深表谢意!

本书由彭文生、杨家军、王均荣担任主编。诚恳地欢迎广大读者对本书中的不妥之处批评指正,并先在此致谢!

编著者

2014 年 8 月

第二版前言

本书第一版于2001年出版以来,作为考研的主要参考书,受到广大考研者、学生和教师们的欢迎和好评。由于近三年来硕士研究生入学考试科目和内容有所变动,考研形势发生了很大变化,为了适应新的考研形势而出版第二版。

一是全国招收研究生的人数每年以30%以上的速度递增:2001年全国在读研究生人数共计29万人;而2002年全国招收研究生人数为20万人;2003年全国招收研究生人数为27万人;2004年全国招收研究生人数为33万人。以上数字表明:“当今社会对具有创新能力的高素质人才的需求比以往任何时候都更加迫切。……‘考研热’的兴起并持续升温,正体现了时代的需要和广大莘莘学子的愿望。”^①

最近教育部更明确指出:今后要继续扩大硕士研究生的招生规模。从发展趋势看,今后全国重点大学,每年招收研究生的人数将超过招收本科生的数量。

二是从2002年起,硕士研究生入学考试科目,由五门改为四门,即除全国统一命题的政治、数学、外语三门基础课程之外,另一门考试科目由各校自定。但对于各高校大机械类学科各专业(机械、动力、汽车、船舶、能源等),绝大多数大学都是从“机械设计”、“机械原理”、“机械设计基础”中选一门列为必考科目。也有少数学校曾考过“机械设计基础”加力学或加公差等内容的题目。

三是从2003年起,一些重点大学被批准自己划定录取分数线,自主招生录取的权限在逐步扩大。

第二版修订工作是在总结第一版使用经验的基础上进行的。修订的原则是:以继承为主,既保持第一版的特色和风格,又考虑了当前考研形势的发展与变化,对全书内容进行了整体优化与整合,以增强对考研的针对性和适应性。具体进行了以下几项工作。

(1) 在保持第一版体系、特色和风格不变的前提下,对绝大多数章节在内容上做了些压缩,去掉“考试复习与练习题”中的一些重复内容。

(2) 对下册第二部分“考研试题精选”,第一版共选出1998年及1999年的研究生入学考试试题计14份。第二版对这部分的内容全部做了更新,共选出2000—2005年的研究生入学考试试题29份,其内容包括:机械设计、机械原理、机械设计基础、机械工程基础(含机械设计、机械原理及互换性)等考研试题。

(3) 更正了第一版文字、插图及计算中的疏漏和印刷错误。

参加此次修订工作的有:华中科技大学彭文生(第一篇的第二、三、四、十章及第三篇的第二部分)、杨家军(第二篇的第十一、十二、十三、十四、十七、二十章及

^① 参见第一版前言。

第三篇的第二部分);西南交通大学吴鹿鸣、罗大兵(第一章);武汉理工大学王均荣(第五章)、余培明(第十五章);华南理工大学朱文坚(第六章)、李杞仪(第十六章);东北大学张钰(第七、九章)、王淑仁(第十八、十九章);哈尔滨工业大学王连明(第八章)。

下册第一部分的复习与练习题参考答案,均由各对应章的编撰者提供。本书由彭文生、杨家军、王均荣担任主编。

需要说明的是:由于目前国内各高校使用的教材不尽相同,因此选入下册第二部分的29份考试试题中,为保持其“原汁原味”,同一内容表达的个别符号,可能不尽相同。另外,参与第一版编撰的个别作者,由于各种原因未能参加第二版的修订工作,在此,对这些作者为第一版付出的辛勤劳动表示感谢。

诚恳地欢迎广大读者对本书中不妥之处批评指正。

编著者

2005年5月

第一版前言

人类社会在经历了农业、工业经济的文明历程之后,已逐渐进入到信息时代。21世纪将是人类更多地依靠知识创新、知识的创新应用和可持续发展的时代。而新世纪的核心是科技,关键是人才,基础是教育。我们的国家、民族以至每一个人,都面临着充满竞争的全球化知识经济时代的机遇与挑战。当今社会对具有创新能力的高素质人才的需求比以往任何时候都更加迫切。因此,崇尚科学、崇尚知识,不仅是一种知识价值的体现,也是时代的需求和社会进步的标志。“考研热”的兴起并持续升温,正体现了时代的需求和广大莘莘学子的愿望。

研究生入学考试是通向研究生之路的阶梯,而考试成绩的高低又是能否被录取的主要依据。现国内各高校机械类各专业(含部分力学专业、管理类等专业)的研究生入学考试科目,除全国统一命题的外语、数学、政治三门基础课外,还将“机械设计”、“机械原理”和“机械设计基础”中的一门课程列为必考科目。为了帮助考生进行有效的复习备考,以便在较短的时间内掌握有关课程的内容,我们在总结参编7校近10年来考研命题经验的基础上,特编撰本书。

本书分上、下两册,共三篇。上册有两篇共20章,即第一篇——机械设计(10章);第二篇——机械原理(10章)。而每一章的内容包括:主要内容与基本要求、重点与难点分析、例题精选与解析、考试复习与练习题等四个部分。在重点与难点分析中,对考生应掌握的基本概念、基础理论、分析计算方法、机构分析与设计方法,均进行了总结性、规律性的阐述和一般性指导。在例题精选与解析中,通过示范解题给考生以解题思路和技巧。在考试复习与练习题中,按单项选择题、填空题、问答题、分析计算题、结构题(图解题),共给出了1400多道考题。本书所选用的例题、考试复习与练习题,绝大多数来自参编7校近5~10年的硕士研究生入学考试试题和本科生课程考试试题,也包括参考文献所列有关资料中的部分试题。本书下册为第三篇——参考答案与考研试题精选,即包括:第一部分,各章复习与练习题参考答案,给出了除问答题以外的其他题型的参考答案计1200多道题;第二部分,考研试题精选,共选出7校1998年及1999年的研究生入学考试试题计14份。其中,“机械设计”试题6份;“机械原理”试题5份;“机械设计基础”试题3份。所选入的考研试题在全国有较广泛的代表性。

本书既可作为报考硕士学位研究生有关人员的考前复习辅导教材以及本、专科大学生学习“机械设计”、“机械原理”、“机械设计基础”课程的自学教材,也可供教师和有关工程技术人员参考。

参加本书编撰工作的有:华中科技大学彭文生(第一篇的第二、三、十章及第三篇的第二部分)、杨家军(第二篇的第十一、十二、二十章及第三篇的第二部分);西南交通大学吴鹿鸣(第一章);浙江大学周银生(第四章)、陈文华(第十三、十四、

十七章);武汉理工大学王均荣(第五章)、余培明(第十五章);华南理工大学朱文坚(第六章)、李杞仪(第十六章);东北大学张钰(第七、九章)、王淑仁(第十八、十九章);哈尔滨工业大学王连明(第八章)。下册第一部分各章的复习与练习题参考答案,均由各对应章的编撰者提供。本书由彭文生、杨家军、王均荣担任主编。

需要说明的是:由于目前国内各高校使用的教材不尽相同,因此选入下册第二部分的14份考研试题,为保持“原汁原味”,题中同一内容表达的个别符号可能不尽相同。

因编撰此类书属于首次,加之作者水平和时间所限,书中错漏之处在所难免,恳切希望广大读者批评指正。

编著者

2000年6月

目 录(下册)

第三篇 参考答案与考研试题精选

第一部分 各章复习与练习题参考答案

(一)《机械设计》参考答案

第 1 章	机械设计总论——考试复习与练习题参考答案	(1)
第 2 章	齿轮传动——考试复习与练习题参考答案	(8)
第 3 章	蜗杆传动——考试复习与练习题参考答案	(14)
第 4 章	挠性传动——考试复习与练习题参考答案	(20)
第 5 章	滚动轴承——考试复习与练习题参考答案	(26)
第 6 章	滑动轴承——考试复习与练习题参考答案	(40)
第 7 章	轴毂连接——考试复习与练习题参考答案	(44)
第 8 章	螺纹连接(含螺旋传动)——考试复习与练习题参考答案	(49)
第 9 章	现代设计方法及机械系统设计——考试复习与练习题参考答案	(55)
第 10 章	机械设计综合题——考试复习与练习题参考答案	(56)

(二)《机械原理》参考答案

第 11 章	平面机构的结构分析——考试复习与练习题参考答案	(72)
第 12 章	平面连杆机构——考试复习与练习题参考答案	(76)
第 13 章	机械中的摩擦和机械效率——考试复习与练习题参考答案	(79)
第 14 章	凸轮机构——考试复习与练习题参考答案	(89)
第 15 章	齿轮机构——考试复习与练习题参考答案	(100)
第 16 章	轮系——考试复习与练习题参考答案	(105)
第 17 章	其他常用机构——考试复习与练习题参考答案	(109)
第 18 章	机械速度波动的调节——考试复习与练习题参考答案	(111)
第 19 章	机械的平衡——考试复习与练习题参考答案	(113)
第 20 章	机械原理综合题——考试复习与练习题参考答案	(114)

第二部分 考研试题精选

1. 华中科技大学	118
2. 华中科技大学	123
3. 华中科技大学	129
4. 华中科技大学	134
5. 华中科技大学	139

6. 华中科技大学	144
7. 华中科技大学	150
8. 哈尔滨工业大学	155
9. 哈尔滨工业大学	159
10. 哈尔滨工业大学	165
11. 哈尔滨工业大学	170
12. 华南理工大学	175
13. 华南理工大学	179
14. 华南理工大学	182
15. 华南理工大学	185
16. 武汉理工大学	188
17. 武汉理工大学	191
18. 武汉理工大学	195
19. 武汉理工大学	198
20. 武汉理工大学	201
21. 武汉理工大学	206
22. 东北大学	209
23. 东北大学	213
24. 东北大学	217
25. 东北大学	220
26. 东北大学	223
27. 东北大学	225
28. 东北大学	227
29. 中南大学	230
30. 中南大学	234
31. 中南大学	238
32. 中南大学	242
33. 中南大学	246
34. 中南大学	250
35. 中南大学	254
36. 中南大学	258
参考文献	262

第三篇 参考答案与考研试题精选

第一部分 各章复习与练习题参考答案

(一)《机械设计》参考答案

第1章 机械设计总论

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- | | | | | |
|---------|----------|------------|--------------|--------|
| 1-1 B | 1-2 B | 1-3 B | 1-4 A | 1-5 D |
| 1-6 A;C | 1-7 C | 1-8 D | 1-9 A | 1-10 C |
| 1-11 B | 1-12 B | 1-13 A;C;B | 1-14 A | 1-15 C |
| 1-16 D | 1-17 D;C | 1-18 D | 1-19 D;C;A;B | |

二、填空题

1-20 强度准则

1-21 整体断裂;表面破坏;变形量过大;破坏正常工作条件引起的失效

1-22 磨损;压溃;接触疲劳;腐蚀

1-23 技术评价;经济

1-24 调查决策;研究设计;试制;投产销售

1-25 标准化;系列化;通用化

1-26 减少设计工作量,缩短设计周期;为专业化生产创造条件,提高产品质量,降低制造成本;增大互换性,便于维修;有利于增加产品品种,扩大生产批量,容易收到优质高产、低消耗的经济效果;可集中成功经验,减少技术过失事故的重复出现

1-27 功能设计;结构

1-28 根据额定功率用力学公式计算出作用于零件上的载荷;计算载荷; $F_c = KF$

1-29 合理布置零件,减小所受载荷;降低载荷集中,均匀载荷分布;采用等强度结构;选用合理截面;减小应力集中

1-30 限制零件的弹性变形量不得超过许用值

1-31 判断危险截面处的最大应力是否小于或等于许用应力;判断危险截面处的实际安全系数是否大于或等于许用安全系数; $\sigma \leq [\sigma]$; $S_n \geq [S]$ 。

1-32 静;变

1-33 塑性变形;断裂

1-34 疲劳断裂;光滑区;粗糙区

- 1-35 零件的自振频率与外力的作用频率不相等也不接近
- 1-36 表面接触强度;表面挤压强度;表面磨损强度
- 1-37 $p \leq [p]$; $p v \leq [p v]$; $v \leq [v]$
- 1-38 有限寿命;无限寿命
- 1-39 低周循环;高周循环
- 1-40 水平线对应的; $\sigma_{r,N} = K_N \sigma_r$, $K_N = \sqrt[m]{N_0/N}$
- 1-41 其中最大的有效
- 1-42 每次应力循环中,平均应力、应力幅及周期均不随时间变化的变应力;其中之一随时间变化的变应力
- 1-43 $\tau_{\max}/2$; $\tau_{\max}/2$
- 1-44 对称循环的弯曲
- 1-45 剖面形状;支承方式与位置;加强肋
- 1-46 交接部分截面尺寸避免相差过大;增大过渡曲线的曲率半径;增设卸载结构
- 1-47 增大接触表面的综合曲率半径 ρ ;改变接触方式(点接触改为线接触);提高表面硬度;提高加工质量;适当增加润滑油的黏度
- 1-48 寿命系数;综合影响系数;等效系数;对称循环疲劳极限;应力幅;平均应力
- 1-49 弯扭复合;疲劳;弯扭复合;屈服
- 1-50 应力集中;尺寸大小;表面状态;环境介质;加载顺序和频率
- 1-51 应力集中;表面状态系数 β
- 1-52 理论
- 1-53 非稳定变应力中作用时间最长的和(或)起主要作用的
- 1-54 干摩擦;边界摩擦;流体摩擦;混合摩擦
- 1-55 跑合磨损;稳定磨损;剧烈磨损
- 1-56 流体静力润滑;流体动力润滑;弹性流体动力润滑
- 1-57 两滑动表面间必须具有收敛状的楔形油楔;移动件必须有足够的相对速度,且其速度方向应使润滑油从楔形大口流入,从小口流出;油具有一定的黏度,且供油充分
- 1-58 流体;边界;混合
- 1-59 黏着磨损;磨粒磨损;表面疲劳磨损;腐蚀磨损
- 1-60 弹性变形;压力对黏度的影响
- 1-61 温度;压力
- 1-62 温度升高;压力增加
- 1-63 内摩擦大小
- 1-64 流体作层流运动时,油层的切应力 τ 与其速度梯度成正比
- 1-65 温度
- 1-66 高速运转或载荷较小;低温;低速运转或载荷较大;较高温度
- 1-67 黏性(黏度);油性
- 1-68 物理吸附;化学吸附;化学反应
- 1-69 常温、轻载及低速;中等载荷、中等速度及中等温度;重载、高速及高温
- 1-70 改善炼制润滑剂的润滑性能,提高油的品质;极压添加剂;油性添加剂;黏度指数添加剂;耐蚀添加剂

1-71 黏着(黏附)

1-72 A_r, τ_B (A_r 为真实接触面积); τ_B / σ_{sc}

1-73 膜厚比 λ ; $\lambda = h_m / \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$

1-74 $\eta = \rho v$ (ρ 为液体密度); $\text{Pa} \cdot \text{s}; \text{m}^2 / \text{s}$

1-75 $> 3; 1 < \lambda < 3; \leq 1$

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

1-101 解题要点:

(1) 产品的可靠度是指产品在规定的工作条件下和规定的时间内,完成规定功能的概率;

(2) 可靠度 $R_i = \frac{N - N_i}{N} = 1 - \frac{N_i}{N}$;

(3) 失效概率 $P = 1 - R_i$ 。

1-102 解题要点:

(1) 求传递的最大功率 P

由式

$$S_r = \frac{\tau_{-1}}{K_r \tau_n + \psi_r \tau_m}$$

并根据题意:单向回转,该轴受脉动循环变应力,则有 $\tau_n = \tau_m = \frac{\tau}{2}$,代入上式得

$$\frac{\tau_{-1}}{K_r (\tau/2) + \psi_r (\tau/2)} = 2.0$$

代入 K_r, ψ_r 及 τ_{-1} 值,解得

$$\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_r + \psi_r} = \frac{230}{3.07 + 0.05} \text{ MPa} = 73.72 \text{ MPa}$$

又由

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n}}{\pi d^3 / 16}$$

代入 τ, n, d 值,求得

$$P = \frac{\tau \cdot \pi d^3 \cdot n}{16 \times 9.55 \times 10^6} = \frac{73.72 \times \pi \times 50^3 \times 955}{16 \times 9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 180.94 \text{ kW}$$

即该轴能传递的最大功率。

(2) 根据公式

$$\psi_r = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

得

$$\tau_0 = \frac{2\tau_{-1}}{1 + \psi_r} = \frac{2 \times 230}{1 + 0.05} \text{ MPa} = 438.1 \text{ MPa}$$

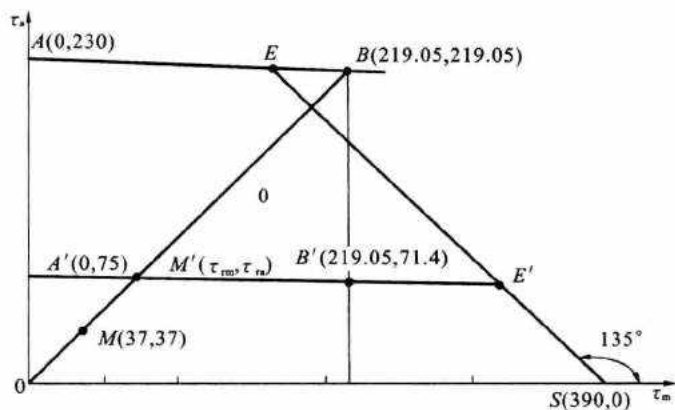
由于

$$\frac{\tau_0}{2} = 219.05 \text{ MPa}, \quad \tau_n = \tau_m = \frac{\tau}{2} = 36.86 \text{ MPa}$$

故此时的应力状态为题 1-102 图解中的点 M 。

1-103 解题要点:

(1) 根据题 1-103 图中点 M 位置,作过点 M 且与横坐标轴成 45° 的直线,交横坐标轴于点



题 1-102 图解

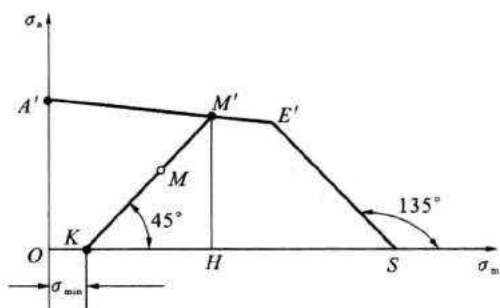
K , OK 长代表 σ_{\min} 值;

(2) 上述直线 KM 的延长线交于疲劳极限曲线 $A'E'S$ 上的点 M' , 该点即为极限应力点, 极限应力为

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{rm}} + \sigma_{\text{rn}} = \sigma_{\min} + 2KH$$

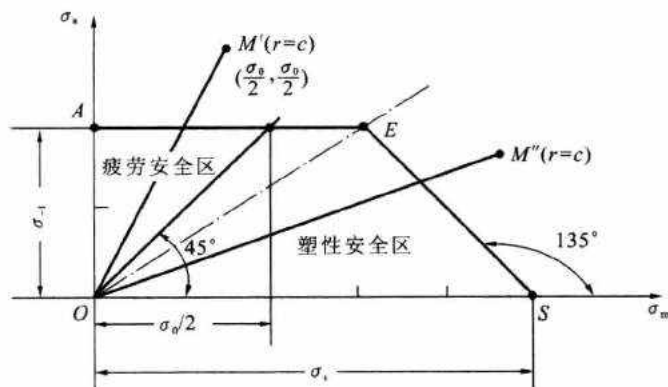
1-104 解题要点:

(1) 绘制简化极限应力图(题 1-104 图解): 由 σ_{-1} 、 $\frac{\sigma_0}{2}$ 、 σ_s 值求折线图。



题 1-103 图解

(2) 由折线图可得安全区为 $OAES$ 区; 疲劳区为 OAE 以外区, 如点 M' ; 塑性区为 OES 区以外区, 如点 M'' 。



题 1-104 图解

1-105 解题要点:

(1) 绘制简化极限应力图(题 1-105 图解)。

已知: $\sigma_{-1} = 370$ MPa, $\sigma_0 = 625$ MPa, $\sigma_s = 880$ MPa, 则可在材料极限应力图上取 A 、 B 、 S 点, 即

$A(0, 370)$ 、 $B(312.5, 312.5)$ 、 $S(880, 0)$, 连接 AB , 过点 S 作 135° 射线, 交 AB 的延长线于点 E , 则可绘出简化极限应力曲线 $ABES$ 。

(2) 求极限应力 σ_r 。

已知: $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = -120 \text{ MPa}$, 求解得

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 = (300 - 120)/2 \text{ MPa} = 90 \text{ MPa}$$

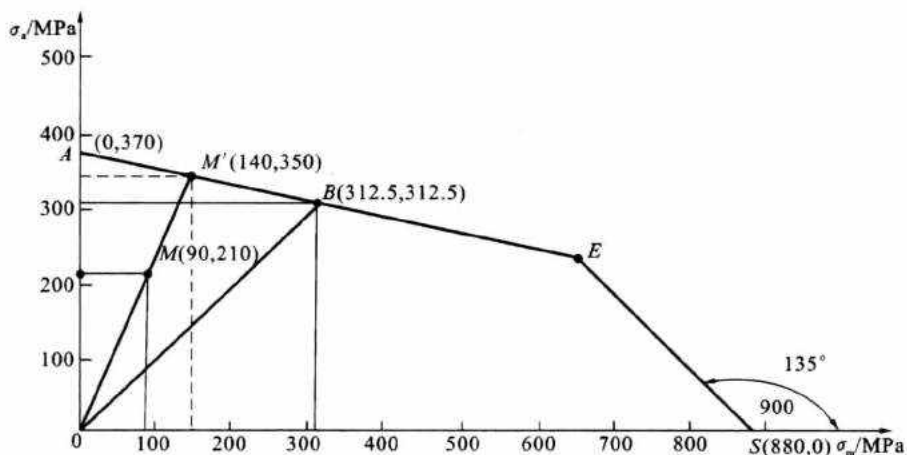
$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2 = (300 + 120)/2 \text{ MPa} = 210 \text{ MPa}$$

利用该材料的极限应力图, 取工作点 $M(90, 210)$, 并与点 O 相连, 延伸交极限应力曲线于点 M' , 量得点 M' 的坐标为 $M'(140, 350)$, 则得

$$\sigma_{rm} = 140 \text{ MPa}, \quad \sigma_{rs} = 350 \text{ MPa}$$

所以某一循环特征 r 时的疲劳极限应力为

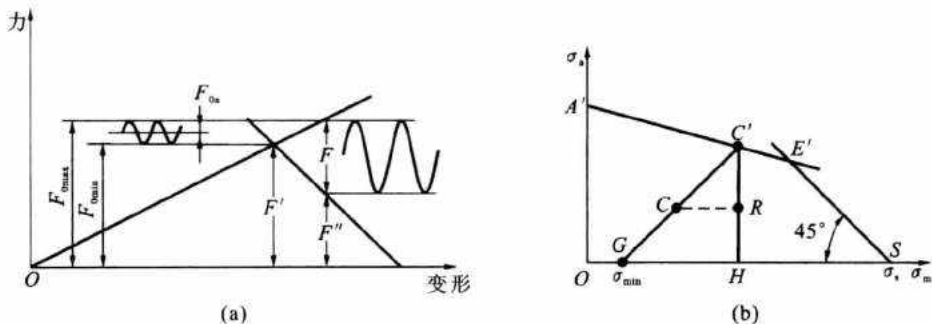
$$\sigma_r = \sigma_{rm} + \sigma_{rs} = (140 + 350) \text{ MPa} = 490 \text{ MPa}$$



题 1-105 图解

1-106 解题要点:

(1) 由力-变形图, 找出 F' (题 1-106 图解(a)), 标出工作载荷变化 ($0 \sim F$) 后, 再找出当工作载荷为 F 时的 F'' 。



题 1-106 图解

(2) 根据该连接系受轴向外载荷的紧连接, 当外载荷 $F=0$ 时, 螺栓受拉力为最小 ($F_{0\min}$); 当外载荷 $F=F_{\max}$ 时, 由螺栓的变形图可知, 螺栓所受的工作拉力达最大值 $F_{0\max}$, 拉力幅 $F_{0s} = \frac{F_{0\max} - F_{0\min}}{2}$ 。

$F_{0\max}$ 、 $F_{0\min}$ 、 F_{0s} 示于力-变形图 (题 1-106 图解(a))。

(3) 螺栓的应力变化属于 $\sigma_{\min} = \text{常数}$ 情况, 由 $\sigma_m - \sigma_a$ 极限应力图 (见图 1-106 图解(b)) 中给

出的 σ_{\min} , 作与横坐标成 45° 的斜线, 交 $A'E'S$ 于 C' , 点 C' 即为对应于 $\sigma_{\min}=c$ 情况下的极限应力点(见图 1-106 图解(b))。

(4) 满足 $S_o = \frac{\sigma_{rs}}{\sigma_s} = \frac{HC'}{HR} = 2$ 时, 在题 1-106 图解(b)上定出 $HR = \frac{1}{2}HC'$ 时的点 R , 作 $RC \parallel GH$, 交 GC' 于点 C , 则工作点 C 满足 $S_o = 2$ 要求。

1-107 解题要点:

(1) 物理意义。

ψ_s 的大小表示材料对变应力循环不对称性的敏感程度。通过 ψ_s 可以把非对称循环的疲劳强度问题转化为对称循环的疲劳强度问题。由公式: $\sigma_{-1} = \sigma_{rs} + \psi_s \sigma_{sm}$, 可知, 平均应力乘以 ψ_s 后折合成对称循环的极限应力幅。

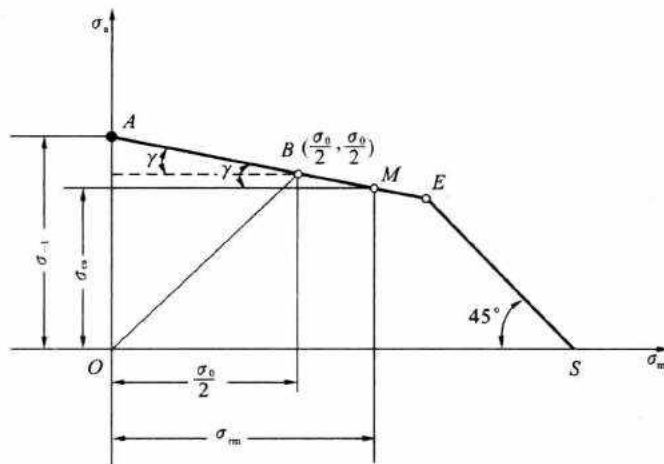
(2) 几何意义。

由简化极限应力图(题 1-107 图解)可知, 取点 M 的坐标为 $M(\sigma_{sm}, \sigma_{rs})$, 由点 M 作横坐标轴的平行线, 则该平行线与 AE 线间的夹角为 γ , 并存在 $\psi_s = \tan\gamma$ 。

由图知 $\tan\gamma = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_{rs}}{\sigma_{sm}}$, 所以 $\sigma_{-1} = \sigma_{rs} + \tan\gamma \sigma_{sm}$ 。

令 $\tan\gamma = \psi_s$, 即 $\sigma_{-1} = \sigma_{rs} + \psi_s \sigma_{sm}$ 。

由图亦知 $\tan\gamma = \frac{\sigma_{-1} - \sigma_0/2}{\sigma_0/2}$, $\tan\gamma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$, 即 $\psi_s = \tan\gamma$ 。



题 1-107 图解

1-108 解题要点:

(1) 求各应力 σ_i 对应的材料疲劳破坏的极限循环次数 N_i :

$$N_1 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_1} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{350}{550} \right)^9 = 0.0855 \times 10^6$$

$$N_2 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_2} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{350}{450} \right)^9 = 0.52 \times 10^6$$

$$N_3 = N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_3} \right)^m = 5 \times 10^6 \times \left(\frac{350}{400} \right)^9 = 1.5 \times 10^6$$

(2) 求试件再在 $\sigma_3 = 400$ MPa 的对称循环变应力作用下, 尚可承受的应力循环次数 n_3 : 根据零件达到疲劳寿命极限时, 理论上总寿命损伤率 $F=1$ 公式得

$$F = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i} = 1$$

要使试件破坏,必有

$$\frac{10^4}{0.0855 \times 10^6} + \frac{10^5}{0.52 \times 10^6} + \frac{n_3}{1.5 \times 10^6} = 1$$

故
$$n_3 = 1.5 \times 10^6 \times \left(1 - \frac{10^4}{0.0855 \times 10^6} - \frac{10^5}{0.52 \times 10^6} \right) = 1.03 \times 10^6$$

1-109 解题要点:

根据题给接触应力公式:

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}}, \quad F_n = \frac{F}{\cos \alpha} = \frac{10000}{\cos 28^\circ} \text{ N} = 11325.7 \text{ N}$$

$$E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2), \quad E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$$

所以

$$E = E_1 = E_2$$

$$\rho = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$$

$$\rho_1 = r_T = 10 \text{ mm}$$

$$\rho_2 = R_A = 60 \text{ mm} = [10 \times 60 / (10 + 60)] \text{ mm} = 8.57 \text{ mm}$$

$$b = B = 15 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 0.418 \sqrt{11325.7 \times 2.1 \times 10^5 / 15 \times 8.57} \text{ MPa} \\ &= 1798 \text{ MPa} < [\sigma]_H = 2000 \text{ MPa} \end{aligned}$$

故该点处强度符合要求。

第2章 齿轮传动

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|
| 2-1 C | 2-2 A | 2-3 B | 2-4 C | 2-5 D |
| 2-6 A | 2-7 D | 2-8 A | 2-9 C | 2-10 C |
| 2-11 A | 2-12 B | 2-13 B | 2-14 C | 2-15 D |
| 2-16 B | 2-17 B | 2-18 D | 2-19 B | 2-20 C |
| 2-21 C | 2-22 B | 2-23 D | 2-24 C | 2-25 C |
| 2-26 B | 2-27 B | 2-28 B | 2-29 D | 2-30 A |
| 2-31 C | 2-32 D | 2-33 B | 2-34 B | 2-35 A |
| 2-36 C | 2-37 C | 2-38 D | 2-39 A | 2-40 C |
| 2-41 B | 2-42 A | | | |

二、填空题

- 2-43 齿面磨损;齿根弯曲疲劳折断
- 2-44 齿面疲劳点蚀;轮齿弯曲疲劳折断
- 2-45 接触;弯曲;分度圆直径 d_1 、 d_2
- 2-46 磨损;耐磨性;弯曲疲劳;模数 m
- 2-47 齿面节线附近的齿根部分;单对齿啮合时 σ_{H1} 大;相对滑动速度低,不易形成油膜;油挤入裂纹使裂纹受力扩张
- 2-48 齿面胶合
- 2-49 交变接触应力;齿面节线附近的齿根部分
- 2-50 220~270
- 2-51 相等的;不相等;不相等的
- 2-52 使用系数;原动机及工作机的工作特性;动载系数;制造精度、圆周速度和重合度的大小;齿向载荷分布系数;齿轮的制造、安装误差及轴、轴承、支承的刚度
- 2-53 齿面疲劳点蚀;轮齿弯曲疲劳折断
- 2-54 相反;相同
- 2-55 点蚀;接触;弯曲疲劳;弯曲
- 2-56 >
- 2-57 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}; [\sigma]_{HP1} > [\sigma]_{HP2}; \sigma_{F1} > \sigma_{F2}; [\sigma]_{FP1} > [\sigma]_{FP2}; Y_{Fa1} > Y_{Fa2}$
- 2-58 较少;模数 m
- 2-59 提高齿轮的弯曲疲劳
- 2-60 改善齿轮传动的平稳性,降低振动与噪声
- 2-61 模数 m
- 2-62 为了便于安装,保证齿轮的接触宽度

- 2-63 1.0
- 2-64 对称
- 2-65 >
- 2-66 较小
- 2-67 增大
- 2-68 小齿轮调质,大齿轮正火
- 2-69 2
- 2-70 齿宽中点处的当量直齿圆柱齿轮
- 2-71 提高;提高
- 2-72 磨齿
- 2-73 减小啮入与啮出冲击,降低动载荷
- 2-74 锥齿轮齿宽中点; $z/\cos\delta$
- 2-75 ①提高齿轮制造精度,以减少齿轮的基节误差与齿形误差;②进行齿廓与齿向修形
- 2-76 齿数 z 、变位系数 λ 、螺旋角 β ;模数 m
- 2-77 分度圆直径 d_1 、齿宽 b ;齿轮材料的种类、热处理方式
- 2-78 分度圆直径 d_1 ;中心距 a
- 2-79 一对渐开线齿轮在节点啮合的情况,可近似认为以 ρ_1, ρ_2 为半径的两圆柱体接触
- 2-80 悬臂梁
- 2-81 铸造
- 2-82 保持不变
- 2-83 相等;不相等
- 2-84 大;载荷分布不均匀;小;大;大
- 2-85 高;相等
- 2-86 $1; \sqrt{2}$
- 2-87 下降、提高;下降、提高
- 2-88 ①中心距不变,增大模数,减小齿数;②增大压力角;③采用正变位
- 2-89 ①;相等
- 2-90 $z/\cos\delta$;大;平均
- 2-91 1628 N;539 N;246 N
- 2-92 多;少
- 2-93 $z; z_v = z/\cos^3\beta; z_v = z/\cos\delta$
- 2-94 斜齿圆柱齿轮;直齿锥齿轮
- 2-95 齿面疲劳点蚀;接触疲劳;轮齿弯曲疲劳折断;弯曲疲劳
- 2-96 法面;大端
- 2-97 $HBW_2 + (30\sim 50) HBW; b_2 + (5\sim 10) \text{ mm}$
- 2-98 不相等;不相等;大小齿轮的材料及热处理不同及工作循环次数不同
- 2-99 较硬;较韧

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

2-145 解题要点:

(1) 从题中给出的数据,可知

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 20 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

$$d_1' = m'z_1' = 3 \times 40 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$$

按参考公式,除分度圆直径 d 不同外,其他参数均相同,则有

$$\sigma_H / \sigma_H' = \sqrt{\frac{1}{d_1^2}} / \sqrt{\frac{1}{d_1'^2}} = \sqrt{\frac{1}{80^2}} / \sqrt{\frac{1}{120^2}} = \frac{120}{80} = 1.5$$

$$(2) \sigma_F / \sigma_F' = \frac{Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1}}{d_1 m} / \frac{Y'_{Fa1} \cdot Y'_{Sa1}}{d_1' m'} = \frac{2.81 \times 1.55}{80 \times 4} / \frac{2.44 \times 1.67}{120 \times 3} = 1.203$$

$$\sigma_F / \sigma_F' = \frac{Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2}}{d_1 m} / \frac{Y'_{Fa2} \cdot Y'_{Sa2}}{d_1 m} = \frac{2.44 \times 1.67}{80 \times 4} / \frac{2.25 \times 1.77}{120 \times 3} = 1.151$$

2-146 解题要点:

(1) 一对相啮合齿轮,因一般 $z_1 \neq z_2$,则齿形系数 $Y_{Fa1} \neq Y_{Fa2}$,应力修正系数 $Y_{Sa1} \neq Y_{Sa2}$,所以齿根弯曲应力 $\sigma_{F1} \neq \sigma_{F2}$;

(2) 由提示给出公式 $[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} Y_{ST} Y_N Y_X$,虽然题中给出 $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2}$, $Y_{ST1} = Y_{ST2} = 2$,但 $Y_{X1} = Y_{X2} = 1$, $Y_{N1} \neq Y_{N2}$,所以

$$[\sigma]_{F1} \neq [\sigma]_{F2}$$

2-147 解题要点:

(1) 齿轮 3、4 的螺旋线的方向如题 2-147 图解所示;

(2) 齿轮 3、4 在啮合点所受各分力 F_{t3} 、 F_{r3} ; F_{t4} 、 F_{r4} ; F_{a3} 、 F_{a4} 的方向如题 2-147 图解所示;

(3) 若要求轴 II 上齿轮 2、3 的轴向力能相互抵消,则必须满足下式:

$$F_{a2} = F_{a3}, \quad \text{即 } F_{t2} \tan \beta_1 = F_{t3} \tan \beta_3, \quad \tan \beta_3 = \frac{F_{t2}}{F_{t3}} \tan \beta_1$$

由轴 II 的力矩平衡,得 $F_{t2} \cdot \frac{d_2}{2} = F_{t3} \cdot \frac{d_3}{2}$, 则

$$\tan \beta_3 = \frac{F_{t2}}{F_{t3}} \tan \beta_1 = \frac{d_3}{d_2} \tan \beta_1 = \frac{3 \times 22 / \cos \beta_1}{2 \times 53 / \cos \beta_1} \cdot \tan \beta_1$$

得 $\sin \beta_3 = \frac{3 \times 22}{2 \times 53} \sin \beta_1 = \frac{66}{106} \sin 12^\circ 50' 19'' = 0.13835$

即当 $\beta_3 = 7^\circ 57' 8''$ 时,轴 II 上所受的轴向力才能相互抵消。

2-148 解题要点:

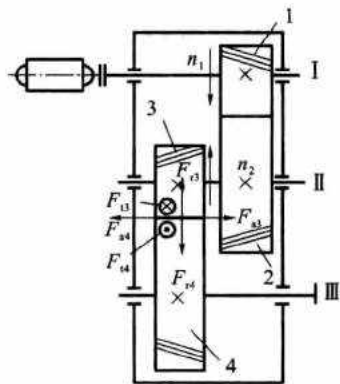
(1) 轴 II、III 的转向已示于题 2-148 图解中;

(2) 各齿轮螺旋线方向已示于题 2-148 图解中,即 z_1 为右旋; z_2 、 z_3 为左旋;

(3) 齿轮 2、3 所受各力 F_{t2} 、 F_{r2} 、 F_{a2} 及 F_{t3} 、 F_{r3} 、 F_{a3} 已示于题 2-148 图解中;

(4) 轮 4 所受各力的大小。

① 传递转矩 T_1 、 T_3 ;



题 2-147 图解

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5}{960} \text{ N} \cdot \text{mm} = 49740 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{而 } n_2 = n_3 = \frac{n_1}{z_2/z_1} = \frac{960}{60/20} \text{ r/min} = 320 \text{ r/min}$$

$$P_2 = P_1 = 5 \text{ kW}$$

故

$$T_3 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_3} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{5}{320} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$= 149219 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

②求 F_{11} 与 F_{13} 、 F_{r3} 、 F_{a3} ：

$$F_{11} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1}{m_n z_1 / \cos\beta} = \frac{2 \times 49740}{2 \times 20 / \cos 13^\circ} \text{ N}$$

$$= 2423 \text{ N}$$

$$F_{13} = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2T_3}{m_n' z_3 / \cos\beta'} = \frac{2 \times 149219}{3 \times 20 / \cos 12^\circ} \text{ N} = 4865 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{13} \tan\alpha_n / \cos\beta' = 4865 \times \tan 20^\circ / \cos 12^\circ \text{ N} = 1810 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{13} \tan\beta' = 4865 \times \tan 12^\circ \text{ N} = 1034 \text{ N}$$

③轮 4 与轮 3 上所受的为作用力与反作用力,故

$$F_{14} = F_{13} = 4865 \text{ N}, \quad F_{r4} = F_{r3} = 1810 \text{ N}, \quad F_{a4} = F_{a3} = 1034 \text{ N}$$

2-149 解题要点:

(1) 轴 II、III 的转向已示于题 2-149 图解中;

(2) 齿轮 3、4 的螺旋线方向已示于题 2-149 图解中,即 z_3 为右螺旋, z_4 为左螺旋;

(3) 齿轮 2、3 所受各力 F_{12} 、 F_{r2} 、 F_{a2} 及 F_{13} 、 F_{r3} 、 F_{a3} 已示于图中;

(4) 欲使轴 II 上的轴承不承受轴向力,则要求 $|F_{a2}| = |F_{a3}|$ 。按题设忽略摩擦损失,有

$$\tan\delta_1 = 1/u = z_1/z_2 = 20/40 = 0.5$$

所以

$$\delta = 26^\circ 33' 54''$$

设轴 I 输入转矩为 T_1 , $d_{m1} = (1 - 0.5\psi_R)d_1 = (1 - 0.5 \times 0.3)mz_1 = 0.85 \times 2 \times 20 \text{ mm} = 34 \text{ mm}$, 有

$$F_{11} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{34} = \frac{T_1}{17}$$

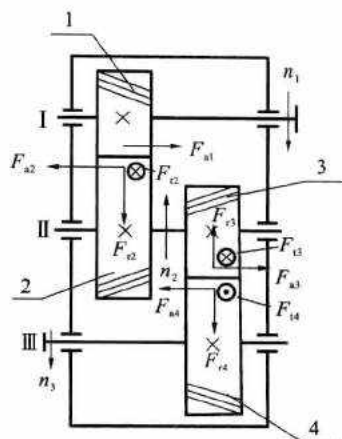
$$F_{a2} = F_{r1} = F_{11} \tan\alpha \cos\delta_1 = \frac{T_1}{17} \tan\alpha \cos\delta_1 \quad \text{①}$$

$$F_{13} = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2iT_1}{d_3} = \frac{2 \times 2T_1}{3 \times 20 / \cos\beta} = \frac{T_1 \cos\beta}{15}$$

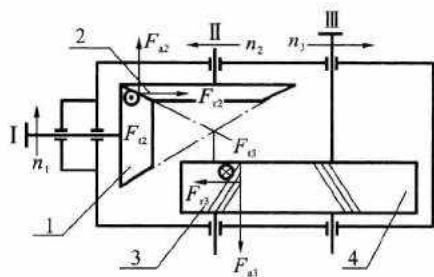
$$F_{a3} = F_{13} \tan\beta = \frac{T_1 \cos\beta}{15} \tan\beta = \frac{T_1}{15} \sin\beta \quad \text{②}$$

联立解方程式①、②,得

$$\frac{1}{17} T_1 \tan\alpha \cos\delta_1 = \frac{T_1}{15} \sin\beta$$



题 2-148 图解



题 2-149 图解

$$\sin\beta = \frac{15}{17} \tan\alpha \cos\delta_1 = \frac{15}{17} \times \tan 20^\circ \cos 26^\circ 33' 54''$$

故当 $\beta = 16^\circ 41' 35''$ 时, 轴 II 上的轴承可近似不受轴向力。

2-150 解题要点:

$$(1) \text{ 由 } \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{\sigma_{FP1}} = \frac{2.72 \times 1.58}{320} = 0.01343$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{\sigma_{FP2}} = \frac{2.32 \times 1.76}{300} = 0.01361$$

因 $0.01343 < 0.01361$, 故小齿轮的弯曲疲劳强度高。

(2) 又已知 $\sigma_{F2} = 280 \text{ MPa} < \sigma_{FP2} = 300 \text{ MPa}$, 故大齿轮的弯曲疲劳强度足够。

$$\text{而 } \sigma_{F1} = \frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{Y_{Fa2} Y_{Sa2}} \sigma_{F2} = \frac{2.72 \times 1.58}{2.32 \times 1.76} \times 280 \text{ MPa} = 295 \text{ MPa} < \sigma_{FP1} = 320 \text{ MPa}$$

故小齿轮的弯曲疲劳强度足够。

结论: 两齿轮的弯曲疲劳强度均足够。

2-151 解题要点:

根据题意知, 强度计算公式中 Z_H 、 Z_E 、 Z_ϵ 及 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 、 Y_ϵ 两对齿轮均对应相等, 可略去不计。于是有:

(1) 求接触强度时的 T_1/T'_1 :

$$\frac{2KT_1(u_1+1)}{b_1 d_1^2 u_1} \bigg/ \frac{2KT'_1(u_2+1)}{b_2 d_2^2 u_2}$$

$$\frac{T_1}{T'_1} = \frac{b_1 d_1^2 u_1}{(u_1+1)} \times \frac{(u_2+1)}{b_2 d_2^2 u_2} = \frac{75 \times (4 \times 20)^2 \times 2}{(2+1)} \times \frac{(2.5+1)}{70(2 \times 40)^2 \times 2.5} = 1$$

即两对齿轮传递的转矩相等。

(2) 求弯曲强度时的 T_1/T'_1 :

$$\frac{2KT_1}{b_1 d_1 m_1} \bigg/ \frac{2KT'_1}{b_2 d_2 m_2}$$

$$\frac{T_1}{T'_1} = \frac{b_1 d_1 m_1}{2K} \times \frac{2K}{b_2 d_2 m_2} = \frac{b_1 d_1 m_1}{b_2 d_2 m_2} = \frac{75 \times 4 \times 20 \times 4}{70 \times 2 \times 40 \times 2} = 2.143$$

即第一对齿轮传递的转矩为第二对齿轮的 2.143 倍。

2-152 解题要点:

(1) 第一种解法:

(a) 由提示给出的接触应力公式

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_1(u+1)}{bd^3u}} \leq [\sigma]_H$$

及题中给出条件知, 两齿轮的 Z_H 、 Z_E 、 K 对应相等, 且两对齿轮 $u = \frac{60}{30}$, $d_1 = d_2 = m \times 30$ 。又 Z_ϵ 略去不计, 故有

$$\frac{\sigma_{H1}}{\sigma_{H2}} = Z_{H1} Z_{E1} Z_{\epsilon1} \sqrt{\frac{2KT_1(u+1)}{b_1 d_1^3 u}} \bigg/ \left[Z_{H2} Z_{E2} Z_{\epsilon2} \sqrt{\frac{2KT_1(u+1)}{b_2 d_2^3 u}} \right]$$

$$= \sqrt{\frac{2KT_1(2+1)}{b_1 d_1^3 \times 2}} \bigg/ \sqrt{\frac{2KT_1(0.5+1)}{b_2 d_2^3 \times 0.5}}$$

$$= \sqrt{\frac{2KT_1 \times 3}{2b_1 d_1^2}} \times \frac{0.5b_2 d_2^2}{2KT_1 \times 1.5} = \sqrt{\frac{0.5d_2^2}{d_1^2}} = \sqrt{\frac{0.5 \times 4d_1^2}{d_1^2}} = \sqrt{2}$$

得 $\sigma_{H1} = 2\sigma_{H2}$, 即第一对齿轮的接触应力大。

(b) 由提示给出弯曲应力公式

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{bd_1 m} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e \leq [\sigma]_F$$

及题中给出条件, 略去 $Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e$ 的影响, 有

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{b_{12} d_1 m} = \frac{2KT_1}{30d_1 m}, \quad \sigma'_F = \frac{2KT_1}{b_{34} d_3 m}$$

要求弯曲疲劳强度相等, 即 $\sigma_F = \sigma'_F$, 故有

$$\frac{2KT_1}{30d_1 m} = \frac{2KT_1}{b_{34} d_3 m}$$

得 $b_{34} d_3 = 30d_1$, 又 $d_3 = 2d_1$, 故得

$$b_{34} = \frac{30d_1}{2d_1} = 15 \text{ mm}$$

(2) 第二种解法:

(a) 求接触强度时的 σ_{H1}/σ_{H2} :

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{H1}}{\sigma_{H2}} &= \frac{Z_{H1} Z_{E1} Z_{\epsilon 1} \sqrt{\frac{2KT_1}{bd_1^2} \left(1 + \frac{1}{u}\right)}}{Z_{H2} Z_{E2} Z_{\epsilon 2} \sqrt{\frac{2KT_2}{bd_2^2} \left(1 + \frac{1}{u}\right)}} \\ &= \sqrt{T_1/\sqrt{T_1 \cdot i}} = \sqrt{z_3/z_4} = \sqrt{60/30} = \sqrt{2} \end{aligned}$$

得 $\sigma_{H1} = 2\sigma_{H2}$, 即第一对齿轮的接触应力大。

(b) 由提示公式及题中给出条件, 略去 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 、 Y_e 的影响, K 相同, 得以下公式 (将相同系数用符号 A 代替):

$$\begin{aligned} \sigma_{F1} &= A \frac{T_1}{b_1} = A \frac{T_1}{30} \\ \sigma_{F2} &= A \frac{T_2}{b_{34}} = A \frac{T_1 i}{b} = A \frac{T_1 \cdot z_1/z_3}{b_{34}} = A \frac{T_1 \cdot 30/60}{b_{34}} = \frac{AT_1}{2b_{34}} \end{aligned}$$

又因为 $\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2}$, 若要求两齿轮弯曲强度相等, 则 $\sigma_{F1} = \sigma_{F2}$, 即 $A \frac{T_1}{30} = \frac{AT_1}{2b_{34}}$, 故得 $b_{34} = 15 \text{ mm}$ 。

2-153 解题要点:

计算大齿轮齿根危险剖面上的弯曲应力:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{Y_{Fa1} Y_{Sa1}} = 120 \times \frac{2.18 \times 1.79}{2.80 \times 1.55} \text{ MPa} = 107.9 \text{ MPa}$$

2-154 解题要点:

(1) 输出轴功率 P_e :

$$P_e = P\eta = 7.5 \times 0.95 \text{ kW} = 7.125 \text{ kW}$$

(2) 输出轴转矩 T_2 :

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{7.5}{1450} \text{ N} \cdot \text{mm} = 49397 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$i = z_2/z_1 = 50/20 = 2.5$$

$$T_2 = T_1 i \eta = 49397 \times 2.5 \times 0.95 \text{ N} \cdot \text{mm} = 117317 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

第3章 蜗杆传动

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|
| 3-1 C | 3-2 D | 3-3 C | 3-4 B | 3-5 B |
| 3-6 A | 3-7 A | 3-8 A | 3-9 D | 3-10 B |
| 3-11 C | 3-12 B | 3-13 C | 3-14 B | 3-15 D |
| 3-16 C | 3-17 C | 3-18 D | 3-19 A | 3-20 B |
| 3-21 C | 3-22 C | 3-23 A | 3-24 C | 3-25 A |
| 3-26 C | 3-27 B | | | |

二、填空题

- 3-28 低;好; $z_1=1\sim 4$
- 3-29 880 N;1800 N
- 3-30 高
- 3-31 $\gamma \leq \rho_v$
- 3-32 齿面胶合、疲劳点蚀、磨损、齿根弯曲疲劳;相对滑动速度;胶合;磨损
- 3-33 蜗轮;蜗杆
- 3-34 啮合功率损耗、轴承摩擦功耗、搅油功耗
- 3-35 齿条;斜齿轮;轴向;端面
- 3-36 增大;提高
- 3-37 多;1
- 3-38 温升过高;胶合;单位时间内产生的热量;散发的热量,以保持热平衡
- 3-39 单;较大
- 3-40 相同;导程
- 3-41 轴向; $m q$;端面; $m z_2$
- 3-42 $m q = (8 \times 8) \text{ mm} = 64$; $m z_2 = (8 \times 37) \text{ mm} = 296$; $0.5 m (q + z_2) = [0.5 \times 8(8 + 37)] \text{ mm} = 180$; $z_2 / z_1 = 37 / 2 = 18.5$; $\arctan(z_1 / q) = \arctan(2 / 8) = 14^\circ 2' 10''$
- 3-43 凑传动比、凑中心距
- 3-44 保证传动的平稳性;防止蜗轮尺寸过大,造成相配蜗杆的跨距增大,降低蜗杆的弯曲刚度
- 3-45 z_2 / z_1 ; $m z_2$; $\arctan(z_1 m / d_1)$; γ ;右旋
- 3-46 通过蜗杆轴线且垂直于蜗轮轴线
- 3-47 相对滑动;减摩、耐磨;碳素钢、合金钢;青铜、铸铁;蜗轮
- 3-48 相同
- 3-49 低;好;1~4
- 3-50 蜗轮;蜗轮

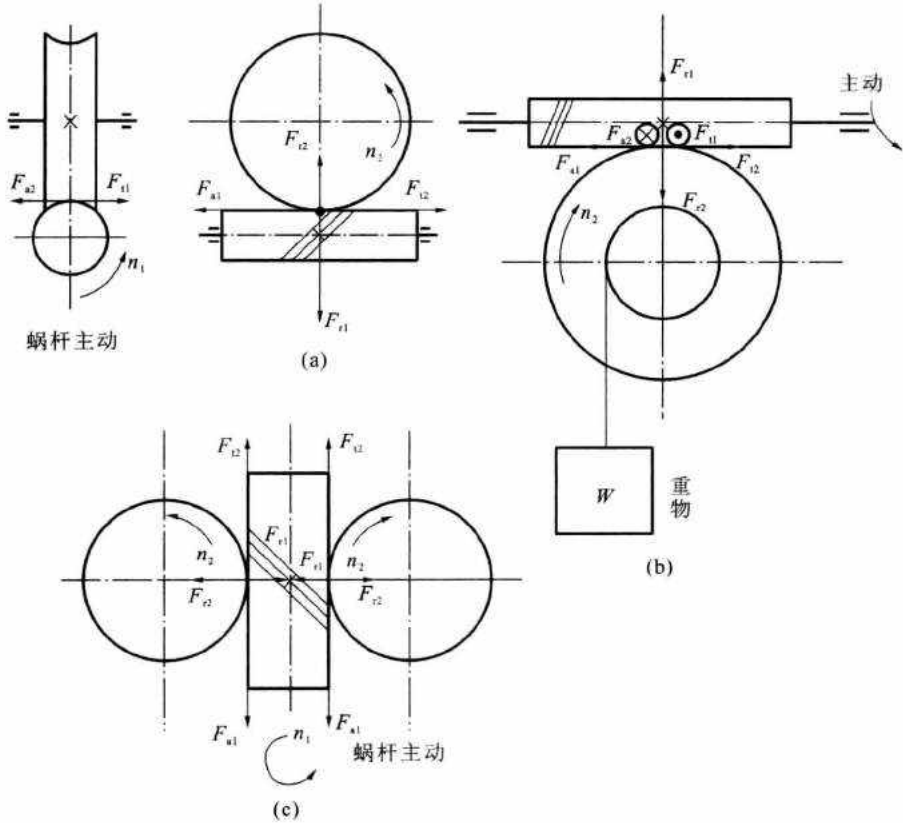
三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

3-71 解题要点:

题 3-71 的解答见题 3-71 图解。



题 3-71 图解

3-72 解题要点:

题 3-72 的解答见题 3-72 图解。

3-73 解题要点:

蜗杆减速器在既定工作条件下的油温

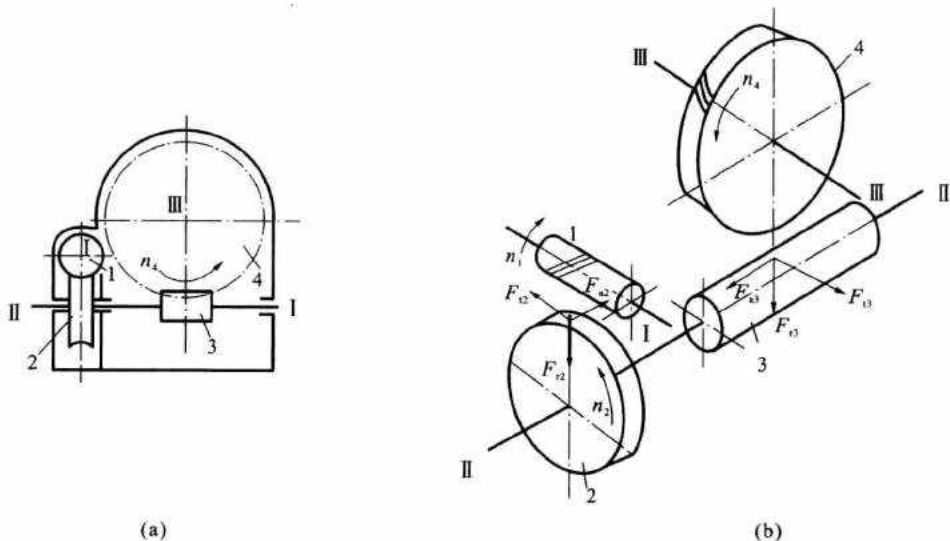
$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{\alpha_s A}$$

$$= \left(20 + \frac{1000 \times 7.5 \times (1-0.82)}{8.15 \times 1.2} \right) ^\circ\text{C} = 158 ^\circ\text{C}$$

因 $t > 70 ^\circ\text{C}$, 所以该减速器不能连续工作。

3-74 解题要点:

(1) 由提示给出的接触疲劳强度式求 T_2 :



题 3-72 图解

$$T_2 \leq \frac{m^2 d_1 z_2^2 (\sigma_{HP})^2}{9K_A \left(\frac{Z_E}{Z_F}\right)^2}$$

(2) 确定上式中各计算参数:

$$n_2 = n_1 / i = 1440 / 24 \text{ r/min} = 60 \text{ r/min}$$

$$d_1 = mq = 10 \times 8 \text{ mm} = 80 \text{ mm}$$

应力循环次数

$$N = 60n_2L_n = 60 \times 60 \times 8 \times 300 \times 10 = 8.64 \times 10^7$$

则寿命系数

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{8.64 \times 10^7}} = 0.698$$

蜗轮的许用接触应力

$$\sigma_{HP} = Z_N \sigma'_{HP} = 0.698 \times 200 \text{ MPa} = 139.6 \text{ MPa}$$

(3) 确定蜗杆轴输入的最大转矩

$$T_2 = \frac{m^2 d_1 z_2^2 (\sigma_{HP})^2}{9K_A \left(\frac{Z_E}{Z_F}\right)^2} = \frac{10^2 \times 80 \times 48^2}{9 \times 1.05} \left(\frac{139.6}{160}\right)^2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1484812 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

蜗杆传动总效率

$$\eta = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = (0.95 \sim 0.96) \frac{\tan 14^\circ 02' 10''}{\tan(14^\circ 02' 10'' + 1^\circ 10' 18'')} \\ = 0.8737 \sim 0.8829$$

取中间值 $\eta = 0.8783$ 。

蜗杆轴输入的最大转矩

$$T_1 = \frac{T_2}{i\eta} = \frac{1484812}{24 \times 0.8783} \text{ N} \cdot \text{mm} = 70440 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

蜗杆轴输入的最大功率

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{70440 \times 1440}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 10.62 \text{ kW}$$

3-75 解题要点:

(1) 蜗轮的转向示于题 3-75 图解。

(2) 计算蜗杆蜗轮上所受的力。

$$T_2 = T_1 i_{12} \eta = T_1 \frac{z_2}{z_1} \eta = 25000 \times \frac{54}{2} \times 0.75 \text{ N} \cdot \text{mm} = 506250 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_1 = mq = 4 \times 10 \text{ mm} = 40 \text{ mm}$$

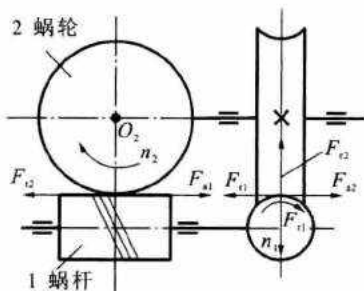
$$d_2 = mz_2 = 4 \times 54 \text{ mm} = 216 \text{ mm}$$

$$F_{t1} = F_{r2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 25000}{40} \text{ N} = 1250 \text{ N}$$

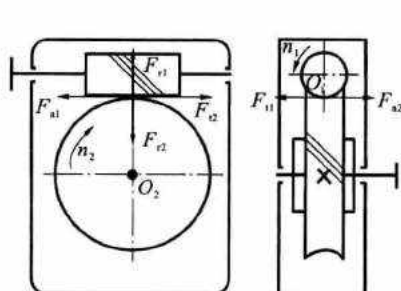
$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 506250}{216} \text{ N} = 4687.5 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{t2} \approx F_{t2} \tan \alpha = 4687.5 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 1706 \text{ N}$$

(3) 蜗杆、蜗轮受力的方向如题 3-75 图解所示。



题 3-75 图解



题 3-76 图解

3-76 解题要点:

(1) 蜗杆的转向、蜗轮轮齿的旋向及作用于蜗杆、蜗轮上诸力的方向均示于题 3-76 图解中。

(2) 蜗杆传动的啮合效率及总效率。

蜗杆直径系数为 $q = d_1/m = 80/8 = 10$

蜗杆导程角为

$$\gamma = \arctan \frac{z_1}{q} = \arctan \frac{1}{10} = 5.7106^\circ = 5^\circ 42' 38''$$

传动的啮合效率为

$$\eta = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = \frac{\tan 5^\circ 42' 38''}{\tan(5^\circ 42' 38'' + 1^\circ 30')} = 0.79$$

蜗杆传动的总效率为

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0.79 \times 0.99 \times 0.99^2 = 0.77$$

(3) 蜗杆和蜗轮啮合点上的各力。

由已知条件可求得

$$d_2 = mz_2 = 8 \times 40 \text{ mm} = 320 \text{ mm}$$

$$i = z_2/z_1 = 40/1 = 40$$

因 $T_2' = 1.61 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 系蜗轮轴输出转矩, 因此, 蜗轮转矩 T_2 和蜗杆转矩 T_1 分别为

$$T_2 = \frac{T'_2}{\eta_b \eta_z} = \frac{1.61 \times 10^6}{0.99 \times 0.99} \text{ N} \cdot \text{mm} = 1.643 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{i \eta_1} = \frac{1.643 \times 10^6}{40 \times 0.79} \text{ N} \cdot \text{mm} = 51994 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

啮合点上各作用力的大小为

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1.643 \times 10^6}{320} \text{ N} = 10269 \text{ N}$$

$$F_{s2} = F_{r1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 51994}{80} \text{ N} = 1300 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{t1} = F_{t2} \tan \alpha = 10269 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 3737.6 \text{ N}$$

(4) 该蜗杆传动的功率损耗 ΔP ;

该蜗杆传动的输出功率为

$$P_2 = \frac{T'_2 n_2}{9.55 \times 10^6} = \frac{1.61 \times 10^6 \times 960 / 40}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 4.046 \text{ kW}$$

该蜗杆传动的输入功率为

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta} = \frac{4.046}{0.77} \text{ kW} = 5.255 \text{ kW}$$

该蜗杆传动的功率损耗为

$$\Delta P = P_1 - P_2 = (5.255 - 4.046) \text{ kW} = 1.209 \text{ kW}$$

(5) 该蜗杆 5 年中消耗于功率损耗上的费用。

按题中给出的条件,每度电以 0.5 元计算,则

$$D \approx t_h \cdot \Delta P \times 0.5 = (5 \times 300 \times 2 \times 8) \times 1.209 \times 0.5 \text{ 元} = 14508 \text{ 元}$$

从上述仅消耗于功率损耗上的电费看,5 年要耗损 1 万余元,可见提高蜗杆传动效率的重要性。

3-77 解题要点:

(1) 计算啮合效率 η_1 。

$$\eta_1 = \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = \frac{\tan 18^\circ 26' 6''}{\tan(18^\circ 26' 6'' + 1^\circ 20')} = 0.927$$

(2) 计算传动效率 η 。

$$\eta = 0.955 \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho_v)} = 0.955 \times 0.927 = 0.885$$

(3) 计算啮合时的各分力。

① 计算转矩 T_2

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot i_{12} = T_1 \eta \frac{z_2}{z_1} = 113000 \times 0.885 \times \frac{60}{3} \text{ N} \cdot \text{mm} = 2000100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

② 计算各分力

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_1}{mq} = \frac{2 \times 113000}{6 \times 9} \text{ N} = 4185 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{mz_2} = \frac{2 \times 2000100}{6 \times 60} \text{ N} = 11111.7 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} \approx F_{t2} \tan \alpha = 11111.7 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 4044 \text{ N}$$

(4) 计算功率损耗:

①计算蜗杆的输入功率 P_1

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{113000 \times 1460}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 17.3 \text{ kW}$$

②计算蜗轮的输出功率 P_2

$$\begin{aligned} P_2 &= \frac{T_2 n_2}{9.55 \times 10^6} = \frac{T_2 n_1 / i_{12}}{9.55 \times 10^6} = \frac{T_2 n_1 z_1}{9.55 \times 10^6 \times z_2} \\ &= \frac{2000100 \times 1460 \times 3}{9.55 \times 10^6 \times 60} \text{ kW} = 15.3 \text{ kW} \end{aligned}$$

③计算功率损耗 ΔP

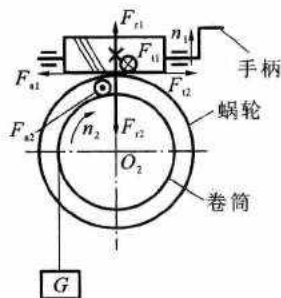
$$\Delta P = P_1 - P_2 = (17.3 - 15.3) \text{ kW} = 2 \text{ kW}$$

3-78 解题要点:

(1) 蜗杆的导程角 γ 及蜗轮的螺旋角均为右旋, 示于题 3-78 图解中。

(2) 啮合点所受各力 F_{r1} 、 F_{t1} 、 F_{a1} 及 F_{r2} 、 F_{t2} 、 F_{a2} 均示于题 3-78 图解中。

(3) 反转手柄使重物下降时, 蜗轮上所受的 F_{r2} 不变, 仍指向蜗轮轮心; 但 F_{t2} 与原来方向相反(即向左)推动蜗轮逆时针转动; F_{a2} 与原方向相反, 变为指向纸面(即 \otimes 表示 F_{a2})。



题 3-78 图解

第4章 挠性传动

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- | | | | | |
|--------|--------|--------|--------|--------|
| 4-1 B | 4-2 D | 4-3 A | 4-4 D | 4-5 C |
| 4-6 A | 4-7 C | 4-8 D | 4-9 D | 4-10 D |
| 4-11 A | 4-12 B | 4-13 A | 4-14 B | 4-15 C |
| 4-16 C | 4-17 C | 4-18 B | 4-19 D | 4-20 B |
| 4-21 B | 4-22 B | 4-23 C | 4-24 D | 4-25 B |
| 4-26 D | 4-27 A | 4-28 D | 4-29 D | 4-30 D |
| 4-31 C | 4-32 B | 4-33 A | 4-34 C | 4-35 B |
| 4-36 C | | | | |

二、填空题

- 4-37 基准;基准
- 4-38 小;高
- 4-39 最大值;包角;摩擦系数;张紧力及带速
- 4-40 增大;增大;增大;减小
- 4-41 紧边拉应力;小轮处弯曲应力;离心应力
- 4-42 单位长度的带质量;带的线速度;带的截面积
- 4-43 离开
- 4-44 较大
- 4-45 铸钢
- 4-46 定期张紧装置;自动张紧装置;采用张紧轮的张紧装置
- 4-47 不可以;可以
- 4-48 非对称循环
- 4-49 $>$; $<$
- 4-50 摩擦力;两侧面
- 4-51 计算功率;小带轮的转速
- 4-52 松边;单向;小;大
- 4-53 弹性滑动
- 4-54 打滑;疲劳破坏
- 4-55 以免 v 过大,使离心力过大,而 v 过小,使受力增大,造成带根数过多;增大摩擦力,提高承载能力
- 4-56 小;大
- 4-57 增大;可提高
- 4-58 防止弯曲应力过大;导致整体结构尺寸过大

- 4-59 避免带因制造与安装误差,而导致的受力不均情况太严重
- 4-60 $z_1 = z_2$,且中心距等于链节距的整数倍
- 4-61 小;多;大
- 4-62 大;高;小
- 4-63 内链板;外链板;滚子;套筒;销轴
- 4-64 过盈;间隙
- 4-65 节距;滚子外径;内链节内宽;节距
- 4-66 越小;越多
- 4-67 平均;瞬时
- 4-68 高;大;少
- 4-69 有效圆周力;离心拉力;悬垂拉力
- 4-70 保证链条松边有一个合适的安装垂度
- 4-71 水平;竖直;倾斜
- 4-72 紧;松
- 4-73 紧;松

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

4-119 解题要点:

(1) 因为 $P = (F_1 - F_2)v/1000$, 所以

$$(F_1 - F_2)v = 6000 \quad \text{①}$$

其中:

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000) = 3.14 \times 100 \times 1460 / (60 \times 1000) \text{ m/s} = 7.64 \text{ m/s}$$

根据欧拉公式

$$F_1 / F_2 = e^{f v^2} = e^{0.51 \times 5 \pi^2 / 6} = 3.8 \quad \text{②}$$

联立求解式①与式②, 可得

$$F_1 = 1065.8 \text{ N}, \quad F_2 = 280.5 \text{ N}$$

(2) 因为 $F_1 + F_2 = 2F_0$, 所以

$$F_0 = 673.2 \text{ N}$$

$$F_c = F_1 - F_2 = (1065.8 - 280.5) \text{ N} = 785.3 \text{ N}$$

4-120 解题要点:

(1) 根据题意可知

传动比

$$i = d_2 / d_1 = 500 / 160 = 3.125$$

小带轮线速度

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000) = 3.14 \times 160 \times 1460 / (60 \times 1000) \text{ m/s} \\ = 12.23 \text{ m/s}$$

小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - (d_2 - d_1) \times 180^\circ / (\pi a) \\ = 180^\circ - (500 - 160) \times 180^\circ / (3.14 \times 800) = 155.64^\circ$$

(2) 当带传递最大功率时, 带的紧边拉力与松边拉力之间符合欧拉公式, 即

$$F_1/F_2 = e^{f\alpha} = e^{0.51 \times 2.715} = 4.0 \quad \text{①}$$

又因为

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \quad \text{②}$$

联立求解式①与式②,可得

$$F_1 = 320 \text{ N}, \quad F_2 = 80 \text{ N}$$

此时单根 B 型 V 带传递的最大功率为

$$P_{\max} = (F_1 - F_2)v/1000 = [(320 - 80) \times 12.23/1000] \text{ kW} = 2.94 \text{ kW}$$

已知单根普通 B 型 V 带的基本额定功率 $P_0 = 3.64 \text{ kW}$, 可知此 V 带传动不会发生疲劳破坏。

(3) 带的应力由三部分组成:

①拉应力

紧边拉应力

$$\sigma_1 = F_1/A = 320/138 \text{ MPa} = 2.42 \text{ MPa}$$

松边拉应力

$$\sigma_2 = F_2/A = 80/138 \text{ MPa} = 0.61 \text{ MPa}$$

②弯曲应力

带绕过小带轮时的弯曲应力为

$$\sigma_{b1} = Eh/d_1 = 200 \times 10.5/160 \text{ MPa} = 13.13 \text{ MPa}$$

带绕过大带轮时的弯曲应力为

$$\sigma_{b2} = Eh/d_2 = 200 \times 10.5/500 \text{ MPa} = 4.2 \text{ MPa}$$

③离心应力

$$\sigma_c = qv^2/A = 0.17 \times 12.23^2/138 \text{ MPa} = 0.18 \text{ MPa}$$

④V 带中的最大应力及各应力所占的百分比

V 带中的最大应力为

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c = (2.42 + 13.13 + 0.18) \text{ MPa} = 15.73 \text{ MPa}$$

其中:

紧边拉应力所占的百分比为 $2.42/15.73 = 15.4\%$;

弯曲应力所占的百分比为 $13.13/15.73 = 83.5\%$;

离心应力所占的百分比为 $0.18/15.73 = 1.1\%$ 。

4-121 解题要点:

(1) 带的有效圆周力:

$$F_c = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 7}{10} \text{ N} = 700 \text{ N}$$

(2) 带的松边拉力:

根据受力公式有 $F_1 - F_2 = F_c$, 由题意有 $F_1 = 2F_2$ 及 $F_c = 700 \text{ N}$ 。

联立求解以上各式,得

$$F_2 = 700 \text{ N}$$

(3) 带的紧边拉力:

$$F_1 = 2F_2 = 2 \times 700 \text{ N} = 1400 \text{ N}$$

4-122 解题要点:

(1) 有效圆周力 F_c :

$$F_c = \frac{1000P}{v} = \frac{1000 \times 7.5}{10} \text{ N} = 750 \text{ N}$$

(2) 紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 :

$$F_1 - F_2 = F_e = 750 \text{ N}$$

由初拉力 $F_0 = \frac{1}{2}(F_1 + F_2)$, 得 $(F_1 + F_2)/2 = F_0 = 1125 \text{ N}$

联立求解以上两式, 可得

$$F_1 = 1500 \text{ N}, \quad F_2 = 750 \text{ N}$$

4-123 解题要点:

(1) 小带轮包角:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57.3^\circ \times \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57.3^\circ \times \frac{400 - 150}{1000} = 165.675^\circ$$

(2) 不考虑弹性滑动时大带轮的转速:

$$n_2 = n_1 \frac{d_1}{d_2} = 1460 \times \frac{150}{400} \text{ r/min} = 548 \text{ r/min}$$

(3) 当滑动率 $\epsilon = 0.015$ 时, 大带轮的实际转速率:

$$n_2 = n_1 \frac{d_1}{d_2} (1 - \epsilon) = [548 \times (1 - 0.015)] \text{ r/min} = 539 \text{ r/min}$$

4-124 解题要点:

$$F_1 / F_2 = e^{f \nu \sigma} = e^{0.25 \times 135 / 57.3} = 1.8023$$

$$v = \pi d_1 n_1 / (60 \times 1000) = \pi \times 200 \times 1800 / (6 \times 10^4) \text{ m/s} = 18.85 \text{ m/s}$$

$$F_e = P / v = 4.7 / 18.85 = 0.24934 \text{ kN} = 249.34 \text{ N}$$

$$F_e = F_1 - F_2 = e^{f \nu \sigma} F_2 - F_2 = 0.8023 F_2$$

$$F_2 = F_e / 0.8023 = 249.34 / 0.8023 \text{ N} = 310.78 \text{ N}$$

$$F_1 = 1.8023 F_2 = 560.12 \text{ N}$$

4-125 解题要点:

(1) 带传动应按转速 300 r/min 设计, 最好使带速在 10 m/s 左右。

(2) 因为带速低时所需有效圆周力大, 则所需带的根数也多, 若按高转速设计, 则不一定能满足低转速的工作要求, 会引起失效。(功率一定, 其他条件不变时, 转速越低, 相应扭矩越大, 轴的最小直径也越大。)

4-126 解题要点:

(1) 计算功率 P_{ca} :

$$P_{ca} = K_A P_1 = 1.3 \times 7 \text{ kW} = 9.1 \text{ kW}$$

(2) 确定链条链节数 L_p :

题目对中心距无特殊要求, 初定中心距 $a_0 = 40p$, 则链节数为

$$\begin{aligned} L_p &= 2a_0/p + (z_2 + z_1)/2 + p[0.5(z_2 - z_1)/\pi]^2/a_0 \\ &= 2 \times 40p/p + (41 + 21)/2 + p[0.5(41 - 21)/\pi]^2/40p \\ &= 111.3 \text{ 节} \end{aligned}$$

故取偶数 $L_p = 112$ 节。

(3) 确定链条的节距 p :

选取单排链, 则多排链系数 $K_p = 1.0$, 故得所需传递的功率为

$$P_0 = P_{ca} / (K_z K_L K_p) = 9.1 / (1.114 \times 1.03 \times 1.0) \text{ kW} = 7.75 \text{ kW}$$

根据小链轮转速 $n_1 = 200 \text{ r/min}$ 和功率 $P_0 = 7.75 \text{ kW}$, 选取链号为 16 A 的单排链, 查得

链节距 $p=25.4 \text{ mm}$ 。

(4) 确定链长 L 及中心距 a ：

$$L=L_p p/1000=112 \times 25.4/1000 \text{ m}=2.845 \text{ m}$$
$$a=a_0+(L_p-L_{p0})p/2=[40 \times 25.4+(112-111.3) \times 25.4/2] \text{ mm}$$
$$=1024.9 \text{ mm}$$

中心距减小量为

$$\Delta a=(0.002 \sim 0.004)a=(0.002 \sim 0.004) \times 1024.9 \text{ mm}$$
$$=2.05 \sim 4.10 \text{ mm}$$

实际中心距为

$$a=a-\Delta a=[1024.9-(2.0 \sim 4.1)] \text{ mm}=1020.8 \sim 1022.9 \text{ mm}$$

取 $a=1021 \text{ mm}$ 。

(5) 验算链速：

$$v=n_1 z_1 p/(60 \times 1000)=200 \times 21 \times 25.4/(60 \times 1000) \text{ m/s}=1.78 \text{ m/s}$$

(6) 作用在轴上的压轴力：

$$Q=K_Q F_e$$

有效圆周力为

$$F_e=1000 P_{ca}/v=1000 \times 9.1/1.78 \text{ N}=5112 \text{ N}$$

按水平布置取压轴力系数 $K_Q=1.15$ ，则

$$Q=1.15 \times 5112 \text{ N}=5879 \text{ N}$$

4-127 解题要点：

(1) 确定链所能传递的最大功率 P ：

$$P=P_0 K_z K_L K_P / K_A$$
$$P=16 \times 1.11 \times 1.02 \times 1.7/1.0 \text{ kW}=30.8 \text{ kW}$$

(2) 确定链长 L ：

链条链节数 L_p ：

$$L_p=2a/p+(z_2+z_1)/2+p[0.5(z_2-z_1)/\pi]^2/a$$
$$=2 \times 800/25.4+(65+19)/2+25.4[0.5 \times (65-19)/\pi]^2/800$$
$$=106$$

则链长为

$$L=L_p p=106 \times 25.4 \text{ mm}=2692.4 \text{ mm}$$

五、结构题(图解题)

4-128 解题要点：

在题 4-128 图示的八种张紧轮的布置方式中，张紧轮一般应放在松边内侧，使带只受单向弯曲(避免了反向弯曲降低带的寿命)。同时张紧轮还应尽量靠近大轮，以免过分影响带在小轮上的包角。故图(a)、(b)、(c)、(d)四种布置中，图(b)最合理。

此外，张紧轮也宜安装于松边外侧并靠近小带轮，这样可增大包角。故图(e)、(f)、(g)、(h)四种布置中，图(e)最合理。

4-129 解题要点：

题 4-129 图中所示 V 带在轮槽中的三种位置，其中图(a)位置是正确的。

4-130 解题要点:

在题 4-130 图示的八种链传动的布置方式中,(b)、(d)、(e)是合理的;(a)、(c)、(f)、(g)、(h)是不合理的。这是因为链传动的紧边宜布置在传动的上面,这样可避免咬链或紧边与松边相碰撞。另外,采用张紧轮张紧时,张紧轮应装在靠近主动链轮的松边上,这样可增大包角。

第5章 滚动轴承

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 5-1 D 5-2 D 5-3 B 5-4 B
5-5 C 5-6 D 5-7 A 5-8 B
5-9 B 5-10 A 5-11 B 5-12 B

二、填空题

- 5-13 疲劳点蚀;过大的塑性变形
5-14 径向;轴向;推力球轴承
5-15 90%;疲劳点蚀
5-16 基本额定; 10^6
5-17 10%
5-18 疲劳寿命
5-19 静强度
5-20 套筒;凸肩
5-21 油沟式密封;迷宫式密封
5-22 使受载最大的滚动体和滚道接触中心处引起的接触应力达到一定值的载荷
5-23 全固式;固游式;全游式
5-24 为普通温度下;短($L < 400$ mm);垫片或调整螺钉
5-25 轴肩;套筒;圆螺母;轴端挡圈
5-26 正确选择轴承的类型与尺寸及正确解决轴承的安装、配合、紧固、调节、润滑、密封
5-27 滚子;球
5-28 1/8
5-29 8倍
5-30 1/2
5-31 刚度;旋转精度
5-32 基轴;基孔
5-33 普通工作温度的短轴(跨距 $L < 400$ mm);当轴较长或工作温度较高时,轴的热膨胀伸缩量大的场合
5-34 10;90,基本额定
5-35 3;10/3
5-36 其接触角 α 的大小

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

5-47 解题要点:

(1) $F_A = F_{A2} - F_{A1} = (2500 - 1500) \text{ N} = 1000 \text{ N}$, 指向轴承 I。

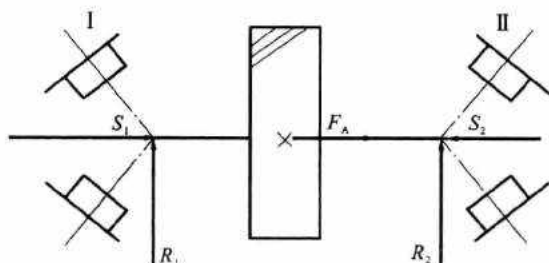
(2) 计算轴向负荷 A_1, A_2 :

$$\text{轴承 I} \begin{cases} A_1 = S_1 = 1500 \text{ N} \\ A_1 = S_2 + F_A = (2000 + 1000) \text{ N} = 3000 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 3000 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II} \begin{cases} A_2 = S_2 = 2000 \text{ N} \\ A_2 = S_1 - F_A = (1500 - 1000) \text{ N} = 500 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 2000 \text{ N}$$

5-48 解题要点:

如题 5-48 图解所示。



题 5-48 图解

(1) 求 S :

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{7000}{2 \times 1.9} \text{ N} = 1842 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{4000}{2 \times 1.9} \text{ N} = 1053 \text{ N}$$

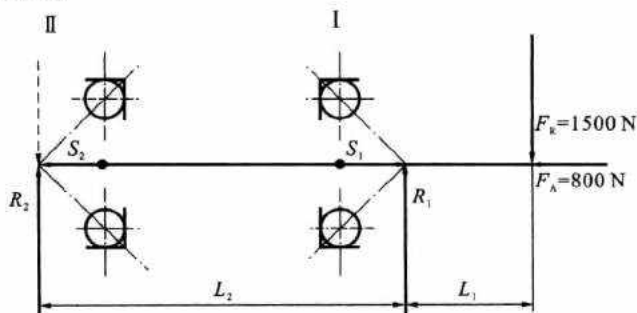
(2) 求 A :

$$\text{轴承 I} \begin{cases} A_1 = S_1 = 1842 \text{ N} \\ A_1 = S_2 - F_A = (1053 - 1000) \text{ N} = 53 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 1842 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II} \begin{cases} A_2 = S_2 = 1053 \text{ N} \\ A_2 = S_1 + F_A = (1842 + 1000) \text{ N} = 2842 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 2842 \text{ N}$$

5-49 解题要点:

如题 5-49 图解所示。



题 5-49 图解

(1) 求 R ;

$$R_2 = \frac{-F_R \cdot L_1}{L_2} = \frac{-1500 \times 50}{150} \text{ N} = -500 \text{ N} \text{ (方向如虚线所示)}$$

$$R_1 = \frac{F_R(L_1 + L_2)}{L_2} = \frac{1500(50 + 150)}{150} \text{ N} = 2000 \text{ N}$$

(2) 求 S ;

$$S_1 = 0.7R_1 = 0.7 \times 2000 \text{ N} = 1400 \text{ N}$$

$$S_2 = 0.7R_2 = 0.7 \times 500 \text{ N} = 350 \text{ N}$$

(3) 求 A ;

$$\text{轴承 I} \begin{cases} A_1 = S_1 = 1400 \text{ N} \\ A_1 = S_2 + F_A = (350 + 800) \text{ N} = 1150 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 1400 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II} \begin{cases} A_2 = S_2 = 350 \text{ N} \\ A_2 = S_1 - F_A = (1400 - 800) \text{ N} = 600 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 600 \text{ N}$$

5-50 解题要点:

如题 5-50 图解所示。

(1) 求 R ;

$$R_1 = \frac{F_R \cdot L/4}{L} = \frac{4000}{4} \text{ N} = 1000 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{F_R \cdot 3L/4}{L} = \frac{4000 \times 3}{4} \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

(2) 求 S ;

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{1000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 313 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{3000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 938 \text{ N}$$

(3) 求 A ;

$$\text{轴承 I} \begin{cases} A_1 = S_1 = 313 \text{ N} \\ A_1 = S_2 = 938 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 938 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II} \begin{cases} A_2 = S_2 = 938 \text{ N} \\ A_2 = S_1 = 313 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 938 \text{ N}$$

(4) 求 P_r ;

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{938}{1000} = 0.938 > e = 0.37$$

$$P_{r1} = f_p(XR_1 + YA_1) = 1 \times (0.4 \times 1000 + 1.6 \times 938) \text{ N} = 1900 \text{ N}$$

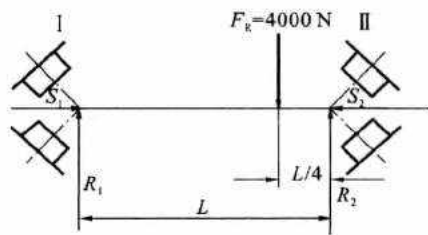
$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{938}{3000} = 0.313 < e = 0.37$$

$$P_{r2} = f_p R_2 = 1 \times 3000 \text{ N} = 3000 \text{ N}$$

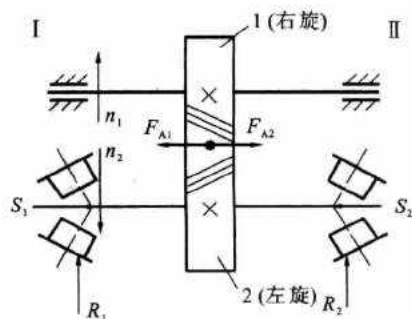
5-51 解题要点:

如题 5-51 图解所示。

(1) 判断齿轮 2 的轴向力方向:



题 5-50 图解



题 5-51 图解

F_{A2} 的大小与 F_{A1} 的相同, 但方向则相反, 指向轴承 II。

(2) 求 S :

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{7000}{2 \times 1.8} \text{ N} = 1944 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{12000}{2 \times 1.8} \text{ N} = 3333 \text{ N}$$

(3) 求 A :

$$\text{轴承 I} \begin{cases} A_1 = S_1 = 1944 \text{ N} \\ A_1 = S_2 - F_{A2} = (3333 - 1000) \text{ N} = 2333 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 2333 \text{ N}$$

$$\text{轴承 II} \begin{cases} A_2 = S_2 = 3333 \text{ N} \\ A_2 = S_1 + F_{A2} = (1944 + 1000) \text{ N} = 2944 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 3333 \text{ N}$$

5-52 解题要点:

已知: $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\epsilon}$

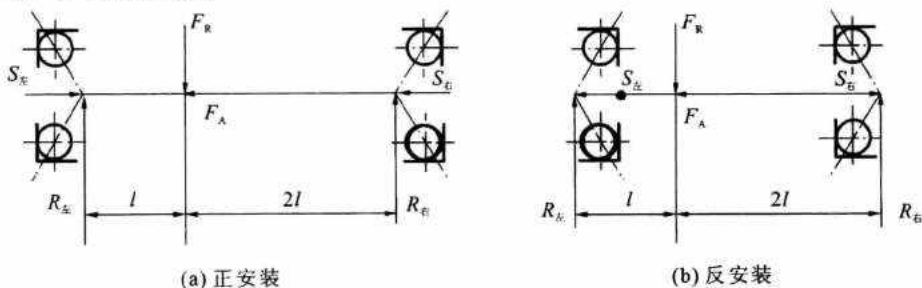
(1) $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 450} \left(\frac{26800}{6500} \right)^3 \text{ h} = 2596 \text{ h}$

(2) $n = \frac{10^6}{60L_h} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 10000} \left(\frac{26800}{6500} \right)^3 \text{ r/min} = 117 \text{ r/min}$

(3) $P_r = C_r \sqrt[3]{\frac{10^6}{60nL_h}} = 26800 \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \times 450 \times 10000}} \text{ N} = 4146 \text{ N}$

5-53 解题要点:

如题 5-53 图解所示。



题 5-53 图解

(1) 求 R :

$$R_{\text{左}} = \frac{F_R \cdot 2L}{3L} = 3200 \times \frac{2}{3} \text{ N} = 2133 \text{ N}$$

$$R_{\text{右}} = \frac{F_R \cdot L}{3L} = \frac{3200}{3} \text{ N} = 1067 \text{ N}$$

(2) 求 S :

$$S_{\text{左}} = 0.7R_{\text{左}} = 0.7 \times 2133 \text{ N} = 1493 \text{ N}$$

$$S_{\text{右}} = 0.7R_{\text{右}} = 0.7 \times 1067 \text{ N} = 747 \text{ N}$$

(3) 求 A :

分析图(a)时:

$$\begin{cases} A_{\xi} = S_{\xi} = 1493 \text{ N} \\ A_{\xi} = S_{\xi} + F_A = (747 + 600) \text{ N} = 1347 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_{\xi} = 1493 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_{\eta} = S_{\eta} = 747 \text{ N} \\ A_{\eta} = S_{\eta} - F_A = (1493 - 600) \text{ N} = 893 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_{\eta} = 893 \text{ N}$$

分析图(b)时:

$$\begin{cases} A_{\xi} = S_{\xi} = 1493 \text{ N} \\ A_{\xi} = S_{\xi} - F_A = (747 - 600) \text{ N} = 147 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_{\xi} = 1493 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_{\eta} = S_{\eta} = 747 \text{ N} \\ A_{\eta} = S_{\eta} + F_A = (1493 + 600) \text{ N} = 2093 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_{\eta} = 2093 \text{ N}$$

(4) 求 P :

计算图(a)时:

$$A_{\xi}/R_{\xi} = 1493/2133 \approx 0.7 > e = 0.68$$

$$P_{\xi} = f_p(XR_{\xi} + YA_{\xi}) = 1.2 \times (0.41 \times 2133 + 0.87 \times 1493) \text{ N} = 2608 \text{ N}$$

$$A_{\eta}/R_{\eta} = 893/1067 = 0.837 > e = 0.68$$

$$P_{\eta} = f_p(XR_{\eta} + YA_{\eta}) = 1.2 \times (0.41 \times 1067 + 0.87 \times 893) \text{ N} = 1457 \text{ N}$$

由于 $L_h \propto 1/P^e$, 故左轴承的 P 大, 其寿命短。

计算图(b)时:

$$A_{\xi}/R_{\xi} = 1493/2133 \approx 0.7 > e = 0.68$$

$$P_{\xi} = f_p(XR_{\xi} + YA_{\xi}) = 1.2 \times (0.41 \times 2133 + 0.87 \times 1493) \text{ N} = 2608 \text{ N}$$

$$A_{\eta}/R_{\eta} = 2093/1067 = 1.96 > e = 0.68$$

$$P_{\eta} = f_p(XR_{\eta} + YA_{\eta}) = 1.2 \times (0.41 \times 1067 + 0.87 \times 2093) \text{ N} = 2710 \text{ N}$$

由于 $L_h \propto 1/P^e$, 故右轴承的 P 大, 其寿命短。

5-54 解题要点:

(1) 题 5-54 图(a)情况(固游式):

F_A 由固定端轴承 II 承受, 则有

$$A_1 = 0, \quad A_2 = F_A = 1500 \text{ N}$$

$$P_{r1} = f_p R_1 = 1.2 \times 3000 \text{ N} = 3600 \text{ N}$$

$$A_2/C_{0r} = 1500/6950 = 0.216, \quad e = 0.36, \quad X = 0.56, \quad Y = 1.23$$

$$A_2/R_2 = 1500/4000 = 0.375 > e = 0.36$$

$$P_{r2} = f_p(XR_2 + YA_2) = 1.2 \times (0.56 \times 4000 + 1.23 \times 1500) \text{ N} = 4902 \text{ N}$$

由于 $P_{r2} > P_{r1}$, 故按 P_{r2} 计算。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r2}} \right)^e = \frac{10^6}{60 \times 100} \times \left(\frac{10800 \times 1}{4902} \right)^3 \text{ h} = 1782 \text{ h}$$

(2) 题 5-54 图(b)情况(全固式):

F_A 指向轴承 I, 则轴承 I 承受轴向负荷, 故有

$$A_1 = F_A = 1500 \text{ N}, \quad A_2 = 0$$

$$A_1/C_{0r} = 1500/6950 = 0.216, \quad e = 0.36, \quad X = 0.56, \quad Y = 1.23$$

$$A_1/R_1 = 1500/3000 = 0.5 > e = 0.36$$

$$P_{r1} = f_p(XR_1 + YA_1) = 1.2 \times (0.56 \times 3000 + 1.23 \times 1500) \text{ N} = 4230 \text{ N}$$

$$P_{r2} = f_p R_2 = 1.2 \times 4000 \text{ N} = 4800 \text{ N}$$

由于 $P_{e2} > P_{e1}$, 故按 P_{e2} 计算。

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r \cdot f_1}{P_{e2}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 100} \times \left(\frac{10800 \times 1}{4800} \right)^3 \text{ h} = 1898 \text{ h}$$

5-55 解题要点:

如题 5-55 图解所示。

(1) 求 S :

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{5000}{2 \times 1.4} \text{ N} = 1786 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{3000}{2 \times 1.4} \text{ N} = 1071 \text{ N}$$

(2) 求 A :

$$\begin{cases} A_1 = S_1 = 1786 \text{ N} \\ A_1 = S_2 - F_A = 1071 - G = (1071 - 400) \text{ N} = 671 \text{ N} \end{cases}$$

所以 $A_1 = 1786 \text{ N}$

$$\begin{cases} A_2 = S_2 = 1071 \text{ N} \\ A_2 = S_1 + G = (1786 + 400) \text{ N} = 2186 \text{ N} \end{cases}$$

所以 $A_2 = 2186 \text{ N}$

(3) 求 P :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{1786}{5000} = 0.357 < e = 0.42$$

$$P_{r1} = f_p R_1 = 1.5 \times 5000 \text{ N} = 7500 \text{ N}$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{2186}{3000} = 0.729 > e = 0.42$$

$$P_{e2} = f_p (X R_2 + Y A_2) = 1.5 \times (0.4 \times 3000 + 1.4 \times 2186) \text{ N} = 6390 \text{ N}$$

由于 $P_{r1} > P_{e2}$, 故按 P_{r1} 计算。

(4) 求 L_h :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r1}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 740} \times \left(\frac{72200 \times 1}{7500} \right)^{10.3} \text{ h} = 42744 \text{ h}$$

由于计算的轴承寿命 L_h 大于要求的寿命 10000 h, 故该轴承合用。

(5) 验算轴承的静强度:

已知: $X_0 = 0.5$, $Y_0 = 0.8$, $C_{0r} = 55200 \text{ N}$, $R_1 = 5000 \text{ N}$, $R_2 = 3000 \text{ N}$, $A_1 = 1786 \text{ N}$, $A_2 = 2186 \text{ N}$, 则有

$$\begin{cases} P_{0r1} = X_0 R_1 + Y_0 A_1 = (0.5 \times 5000 + 0.8 \times 1786) \text{ N} = 3929 \text{ N} \\ P_{0r1} = R_1 = 5000 \text{ N} \end{cases}$$

所以 $P_{0r1} = 5000 \text{ N}$

$$\begin{cases} P_{0r2} = X_0 R_2 + Y_0 A_2 = (0.5 \times 3000 + 0.8 \times 2186) \text{ N} = 3249 \text{ N} \\ P_{0r2} = R_2 = 3000 \text{ N} \end{cases}$$

所以 $P_{0r2} = 3249 \text{ N}$

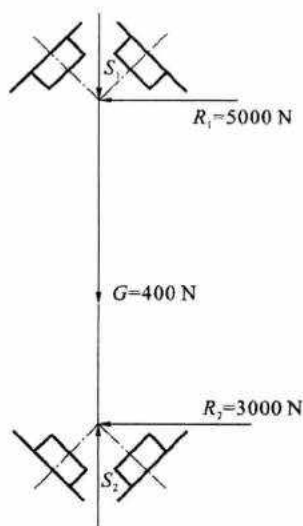
由于 $P_{0r1} > P_{0r2}$, 故按 P_{0r1} 计算。

$$P_{0r1} \cdot S_0 = 5000 \times 1.1 \text{ N} = 5500 \text{ N}, \quad C_{0r} = 55200 \text{ N}$$

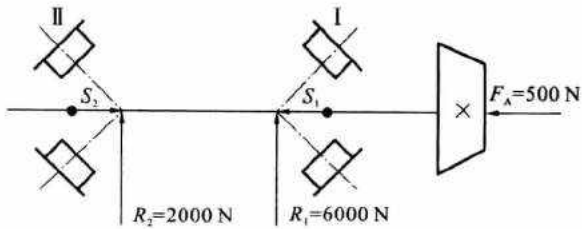
由于 $C_{0r} > S_0 P_{0r1}$, 故该轴承合用。

5-56 解题要点:

如题 5-56 图解所示。



题 5-55 图解



题 5-56 图解

(1) 求 S :

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{6000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 1875 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{2000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 625 \text{ N}$$

(2) 求 A :

$$\begin{cases} A_1 = S_1 = 1875 \text{ N} \\ A_1 = S_2 - F_A = (625 - 500) \text{ N} = 125 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 1875 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_2 = S_2 = 625 \text{ N} \\ A_2 = S_1 + F_A = (1875 + 500) \text{ N} = 2375 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 2375 \text{ N}$$

(3) 求 P_r :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{1875}{6000} = 0.313 < e = 0.37$$

则

$$P_{r1} = f_p R_1 = 1.5 \times 6000 \text{ N} = 9000 \text{ N}$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{2375}{2000} = 1.1875 > e = 0.37$$

则

$$P_{r2} = f_p (XR_2 + YA_2) = 1.5 \times (0.4 \times 2000 + 1.6 \times 2375) \text{ N} = 6900 \text{ N}$$

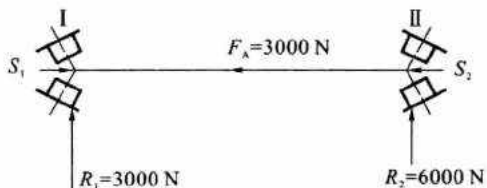
(4) 求 L_h :

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r1}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 960} \left(\frac{59800 \times 1}{9000} \right)^{10/3} \text{ h} = 9574 \text{ h}$$

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r2}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 960} \left(\frac{59800 \times 1}{6900} \right)^{10/3} \text{ h} = 23214 \text{ h}$$

5-57 解题要点:

如题 5-57 图解所示。



题 5-57 图解

(1) 求 S :

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{3000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 938 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{6000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 1875 \text{ N}$$

(2) 求 A:

$$\begin{cases} A_1 = S_1 = 938 \text{ N} \\ A_1 = S_2 + F_A = (1875 + 3000) \text{ N} = 4875 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 4875 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_2 = S_2 = 1875 \text{ N} \\ A_2 = S_1 - F_A = (938 - 3000) \text{ N} = -2062 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 1875 \text{ N}$$

(3) 求 P_r :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{4875}{3000} = 1.625 > e = 0.37$$

$$P_{r1} = f_p (XR_1 + YA_1) = 1.5(0.4 \times 3000 + 1.6 \times 4875) \text{ N} = 13500 \text{ N}$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{1875}{6000} = 0.3125 < e = 0.37$$

$$P_{r2} = f_p R_2 = 1.5 \times 6000 \text{ N} = 9000 \text{ N}$$

(4) 求 L_h (轴承实际寿命):

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r1}} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 1450} \times \left(\frac{51500 \times 1}{13500} \right)^{10/3} \text{ h} = 997 \text{ h}$$

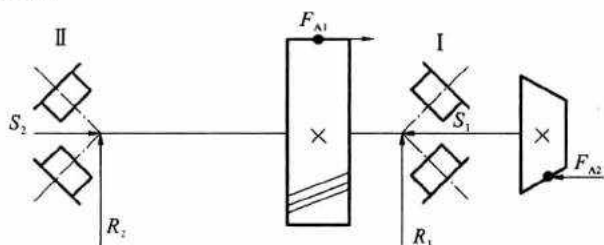
因为设计寿命要求 1500 h 所以不符合要求

$$L_{h2} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r2}} \right)^\epsilon = \frac{10^6}{60 \times 1450} \left(\frac{51500 \times 1}{9000} \right)^{10/3} \text{ h} = 3852 \text{ h}$$

因为设计寿命要求 1500 h 所以符合要求

5-58 解题要点:

如题 5-58 图解所示。



题 5-58 图解

(1) 求 S:

$$S_1 = \frac{R_1}{2Y} = \frac{5000}{2 \times 1.6} \text{ N} = 1563 \text{ N}$$

$$S_2 = \frac{R_2}{2Y} = \frac{2500}{2 \times 1.6} \text{ N} = 781 \text{ N}$$

(2) 求 A:

$$\begin{cases} A_1 = S_1 = 1563 \text{ N} \\ A_1 = S_2 + F_{A1} - F_{A2} = (781 + 500 - 350) \text{ N} = 931 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 1563 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_2 = S_2 = 781 \text{ N} \\ A_2 = S_1 + F_{A2} - F_{A1} = (1563 + 350 - 500) \text{ N} = 1413 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 1413 \text{ N}$$

(3) 求 P_r :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{1563}{5000} = 0.3126 < e = 0.37$$

$$P_{r1} = f_p R_1 = 1.2 \times 5000 \text{ N} = 6000 \text{ N}$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{1413}{2500} = 0.565 > e = 0.37$$

$$P_{r2} = f_p (XR_2 + YA_2) = 1.2 \times (0.4 \times 2500 + 1.6 \times 1413) \text{ N} = 3913 \text{ N}$$

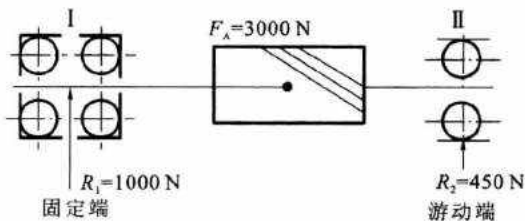
由于 $P_{r1} > P_{r2}$, 故按 P_{r1} 计算。

(4) 求 L_h :

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_1}{P_{r1}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1000} \times \left(\frac{59800 \times 1}{6000} \right)^{10/3} \text{ h} = 35510 \text{ h}$$

5-59 解题要点:

如题 5-59 图解所示。



题 5-59 图解

求固定端的轴承寿命:

$$A_1 = F_A = 3000 \text{ N}$$

$$\frac{A_1}{C_{0r}} = \frac{3000}{23800} = 0.126, \quad e = 0.474$$

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{3000}{1000} = 3 > e, \quad \text{则 } X = 0.72, \quad Y = 1.94$$

$$P_{r1} = f_p (XR_1 + YA_1) = 1.2(0.72 \times 1000 + 1.94 \times 3000) \text{ N} = 7848 \text{ N}$$

$$L_{h1} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{sr} f_1}{P_{r1}} \right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 1440} \times \left(\frac{1.625 \times 29800 \times 1}{7848} \right)^3 \text{ h} = 2719 \text{ h} > L'_h (L'_h \geq 2500 \text{ h})$$

满足寿命要求。

5-60 解题要点:

如题 5-60 图解所示(B 端为深沟球轴承; A 端为一对角接触球轴承)。

(1) 求 R :

$$R'_B = \frac{F_r \times 100 - F_a \cdot d_m / 2}{300} = \frac{280 \times 100 - 280 \times 120 / 2}{300} \text{ N} = 37 \text{ N}$$

$$R'_A = \frac{F_r \times 400 - F_a \cdot d_m / 2}{300} = \frac{280 \times 400 - 280 \times 120 / 2}{300} \text{ N} = 317 \text{ N}$$

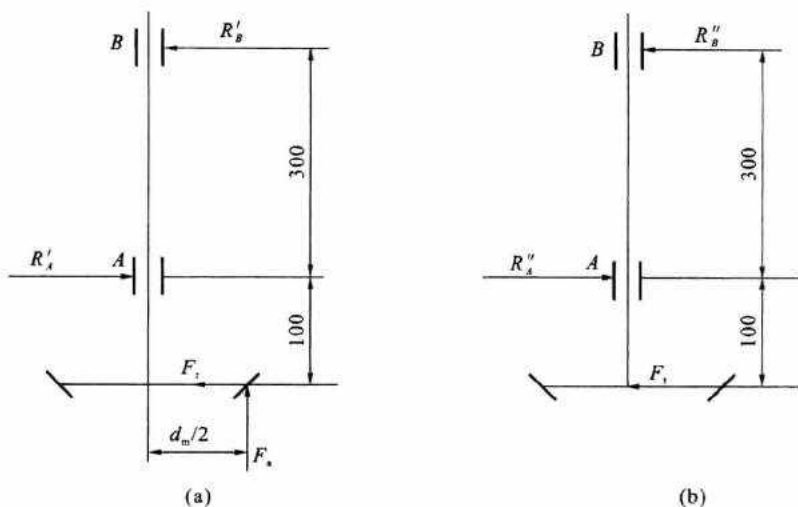
$$R''_B = \frac{F_1 \times 100}{300} = \frac{1000 \times 100}{300} \text{ N} = 333 \text{ N}$$

$$R''_A = \frac{F_1 \times 400}{300} = \frac{1000 \times 400}{300} \text{ N} = 1333 \text{ N}$$

故得

$$R_A = \sqrt{R'^2_A + R''^2_A} = \sqrt{317^2 + 1333^2} \text{ N} = 1370 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R'^2_B + R''^2_B} = \sqrt{37^2 + 333^2} \text{ N} = 335 \text{ N}$$



题 5-60 图解

(2) 求 P_t :

$$P_{tB} = f_p R_B = 1 \times 335 \text{ N} = 335 \text{ N}$$

$$\frac{A_A}{R_A} = \frac{280}{1370} = 0.204 < e = 0.68, \quad X = 1, \quad Y = 0.92$$

$$P_{tA} = f_p (X R_A + Y A_A) = 1 \times (1 \times 1370 + 0.92 \times 280) \text{ N} = 1628 \text{ N}$$

$$L_{hb} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_t f_t}{P_{tB}} \right)^3 = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{27000 \times 1}{335} \right)^3 = 8.726 \times 10^8 / n$$

$$L_{hA} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_{\Sigma t} f_t}{P_{tA}} \right)^3 = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{1.625 \times 31500 \times 1}{1628} \right)^3 = 5.18 \times 10^8 / n$$

则

$$\frac{L_{hA}}{L_{hb}} = \frac{5.18 \times 10^8 \times \frac{1}{n}}{8.726 \times 10^8 \times \frac{1}{n}} = 0.0594$$

5-61 解题要点:

如题 5-61 图解所示。



题 5-61 图解

(1) 求 S :

$$S_1 = 0.7 R_1 = 0.7 \times 1200 \text{ N} = 840 \text{ N}$$

$$S_2 = 0.7 R_2 = 0.7 \times 2400 \text{ N} = 1680 \text{ N}$$

(2) 求 A :

$$\begin{cases} A_1 = S_1 = 840 \text{ N} \\ A_1 = S_2 + F_A = (1680 + 1000) \text{ N} = 2680 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_1 = 2680 \text{ N}$$

$$\begin{cases} A_2 = S_2 = 1680 \text{ N} \\ A_2 = S_1 - F_A = (840 - 1000) \text{ N} = -160 \text{ N} \end{cases} \quad \text{所以 } A_2 = 1680 \text{ N}$$

(3) 求 P_r :

$$\frac{A_1}{R_1} = \frac{2680}{1200} = 2.23 > e = 0.68, \quad X = 0.41, \quad Y = 0.87$$

$$P_{r1} = f_p (X R_1 + Y A_1) = 1.5 \times (0.41 \times 1200 + 0.87 \times 2680) \text{ N} = 4235 \text{ N}$$

$$\frac{A_2}{R_2} = \frac{1680}{2400} = 0.7 > e = 0.68, \quad X = 0.41, \quad Y = 0.87$$

$$P_{r2} = f_p (X R_2 + Y A_2) = 1.5 \times (0.41 \times 2400 + 0.87 \times 1680) \text{ N} = 2446 \text{ N}$$

由于 $P_{r1} > P_{r2}$, 故按 P_{r1} 计算。

(4) 计算 C'_r :

$$\begin{aligned} C'_r &= \frac{P_{r1}}{f_1} \sqrt[3]{\frac{60nL'_h}{10^6}} = \frac{4235}{1} \sqrt[3]{\frac{60 \times 960 \times 1500}{10^6}} \text{ N} \\ &= 18722 \text{ N} < C_r = 22500 \text{ N} \end{aligned}$$

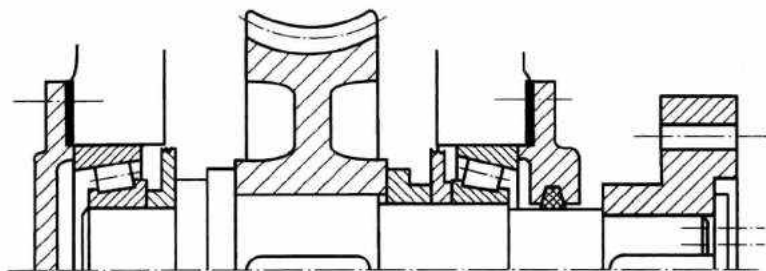
故选 7207AC 型轴承是合适的。

五、练习结构题解答

5-62 (1) 对题 5-62 图中的错误结构说明如下。

① 联轴器与轴承盖相碰; ② 无沉孔的联轴器不能用压板螺钉作轴向定位; ③ 不同轴段的键槽没有布置在轴的同一条母线上; ④ 联轴器无轴向定位; ⑤ 轴承处无挡油环, 易使齿轮润滑油与轴承润滑油相混; ⑥ 轴肩过高, 无法拆卸左轴承; ⑦ 套筒过高, 无法拆卸右轴承; ⑧ 联轴器孔与键配合处无间隙; ⑨ 套筒顶不住蜗轮。

(2) 正确结构如题 5-62 图解所示。



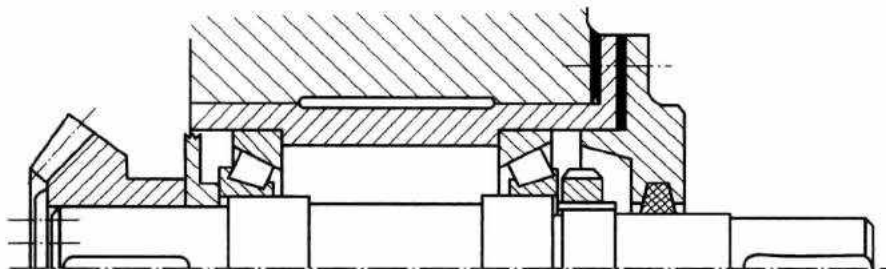
题 5-62 图解

5-63 (1) 对题 5-63 图中的错误结构说明如下。

① 轴上螺纹太长, 且未留退刀槽; ② 螺母未压住锥齿轮, 不能起轴向定位作用; ③ 左轴承处未加挡油环, 易使锥齿轮上飞溅出的油过多进入轴承; ④ 两轴承外圈无定位; ⑤ 左轴承装不进去; ⑥ 右轴承内圈无螺母定位与调整轴承间隙; ⑦ 锥齿轮孔与键顶面配合无间隙; ⑧ 套杯与机座间无垫片, 无法调整锥齿轮的轴向位置; ⑨ 轴承透盖未设计密封件, 且与轴直接接触, 无间

隙；⑩两轴承间的轴径太大，轴承装拆困难；⑪弹性卡圈不能可靠地对轴承定位，更不能调整轴承间隙；⑫轴输出端无凸肩，传动零件不能轴向定位。

(2) 正确结构如题 5-63 图解所示。

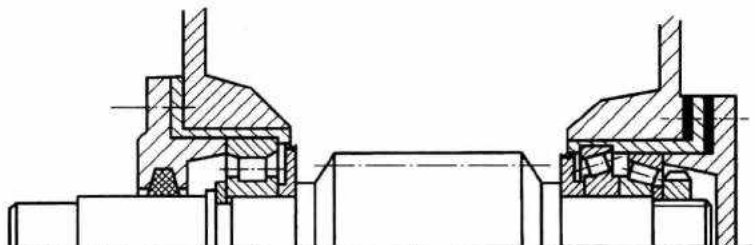


题 5-63 图解

5-64 (1) 对题 5-64 图中的错误结构说明如下。

①游动端轴承装配路线太长；②轴承透盖未设计密封件，且与轴直接接触；③游动端圆柱滚子轴承外圈两端未作双向固定；④游动轴承内圈左侧未考虑轴向定位；⑤套杯未设置内凸肩，固定端左轴承外圈未定位；⑥轴上螺纹未画退刀槽；⑦螺母未顶住轴承内圈，无法传递轴向力；⑧套杯与箱座接触处无垫片，无法调整蜗杆的轴向位置；⑨轴承盖与套杯间无垫片，不能调整轴承间隙；⑩未设置挡油环，飞溅油会过多进入轴承。

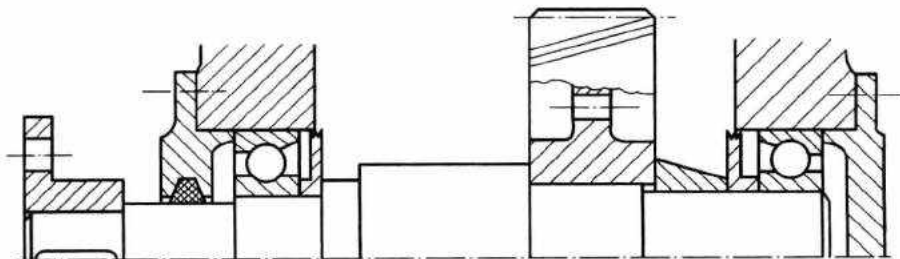
(2) 正确结构如题 5-64 图解所示。



题 5-64 图解

5-65 其轴承部件的组合结构如题 5-65 图解所示，说明如下。

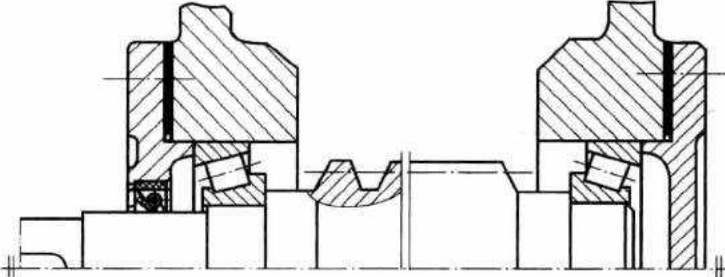
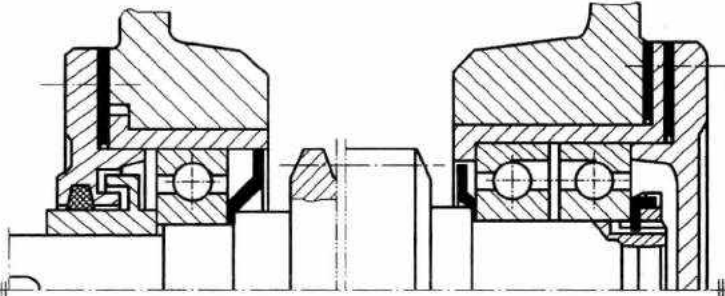
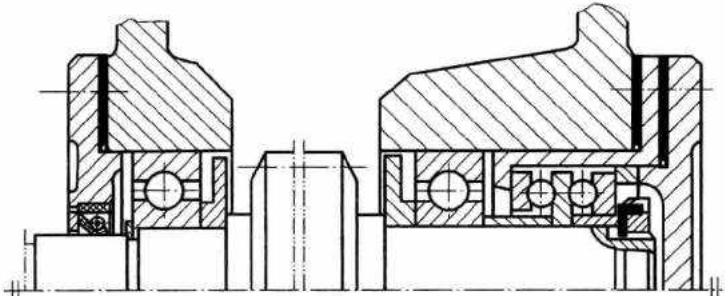
采用角接触球轴承，轴承的游隙靠端盖与轴承座间的调整垫片来调整；齿轮左边用凸肩，右边用短套筒定位与传力，防止齿轮润滑油与轴承润滑脂相混，左右轴承旁均加挡油环。



题 5-65 图解

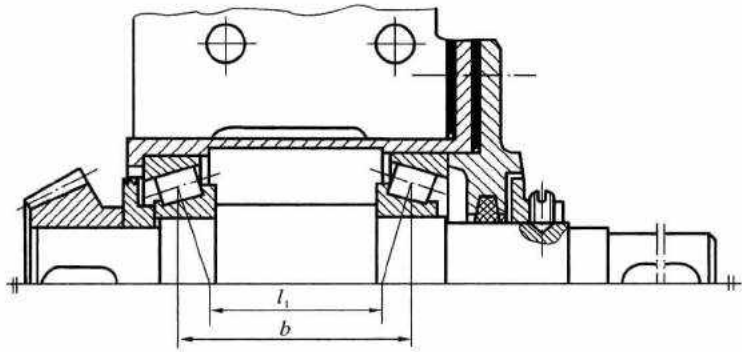
5-66 其轴承部件组合结构如题 5-66 图解表(含说明)所示。

题 5-66 图解表(含说明)

结构形式	特点与应用
	<p>采用圆锥滚子轴承,轴承的游隙靠端盖与轴承座间的调整垫片来调整。左端采用内包骨架旋转轴唇形密封圈,密封效果好。适用于功率不大、转速不高和轴承跨距较小的下置式蜗杆传动</p>
	<p>右端采用一对角接触球轴承,承受双向轴向力,也能承受径向力。左端采用深沟球轴承,为游动支承。这是一种较为常用的下置式蜗杆传动结构。采用组合式密封。可用于转速较高、功率不大和轴承跨距较大的场合</p>
	<p>在轴的两端分别装一个深沟球轴承,承受径向力,右端再装一个双向推力球轴承,承受双向轴向力。靠轴承盖与套杯间的垫片来调整轴承的轴向游隙。左端为游动支承,可允许较大的游动量。采用内包骨架旋转轴唇形密封圈密封。用于转速不高的场合</p>

5-67 其轴承部件组合结构如题 5-67 图解所示,说明如下。

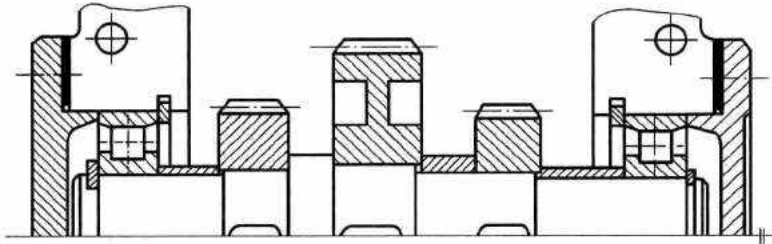
采用圆锥滚子轴承,正排列,结构简单,安装、调整方便。套杯内、外两组垫片可分别用来调整轮齿的啮合位置及轴承的间隙。当外伸端为联轴器时,两轴承受载比较均匀,主要用于中速、中载的场合。若用于转速较高的场合,则采用角接触球轴承(6000 系列)。以上两种情况,应用甚广。采用组合式密封。



题 5-67 图解

5-68 其轴承部件组合结构如题 5-68 图解所示,说明如下。

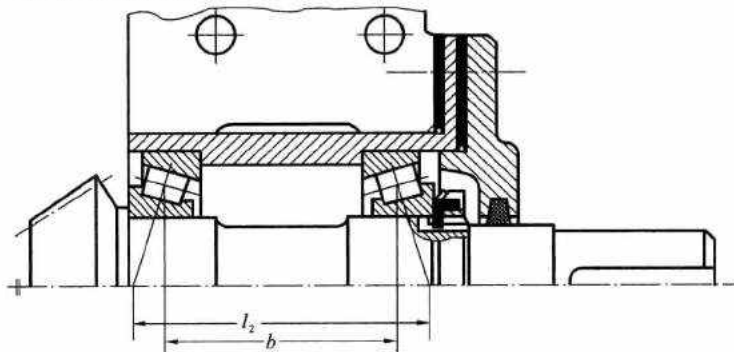
为了自动补偿两斜齿轮螺旋角的制造误差,使轮受力均匀,采用允许轴有左、右少量轴向游动的结构,故两端都选用圆柱滚子轴承。



题 5-68 图解

5-69 其轴承部件组合结构如题 5-69 图解所示,说明如下。

采用圆锥滚子轴承,反排列,与上述方案比较,虽支承刚度稍大,但结构较复杂,安装和调整也不方便,故应用不广。同理,当用于转速较高和载荷不大的场合时,也可采用角接触球轴承(6000 系列)。采用毡圈密封。



题 5-69 图解

第6章 滑动轴承

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 6-1 A 6-2 B 6-3 B 6-4 B 6-5 B 6-6 B 6-7 A
6-8 B 6-9 C 6-10 D 6-11 B 6-12 B 6-13 D 6-14 D
6-15 C 6-16 B 6-17 C 6-18 C 6-19 A 6-20 C 6-21 B
6-22 C 6-23 B

二、填空题

- 6-24 过度磨损;过热产生胶合
6-25 大;提高;增大
6-26 摩擦阻力
6-27 吸附
6-28 温度;压力
6-29 干摩擦;非液体摩擦;液体摩擦
6-30 $\nu = \frac{\eta(\text{Pa} \cdot \text{s})}{\rho(\text{kg}/\text{m}^3)}$, 式中: ν ——运动黏度, m^2/s ; η ——动力黏度; ρ ——润滑油的密度
6-31 耐磨
6-32 磨损与胶合; $p \leq [p]$; $p\nu \leq [p\nu]$; $\nu \leq [\nu]$
6-33 摩擦;传动效率;不承受

6-34 必要条件为:①两工作表面间必须构成楔形间隙;②两工作表面间必须充满具有一定黏度的润滑油或其他流体;③两工作表面间必须有一定的相对滑动速度,其运动方向必须保证能带动润滑油从大截面流进,从小截面流出。充分条件为:保证最小油膜厚度 $h_{\min} \geq [h]$, 其中, $[h]$ 为许用油膜厚度; $[h] = S(Rz_1 + Rz_2)$, 其中, S 为安全系数, Rz_1 、 Rz_2 分别为轴颈和轴瓦的表面粗糙度十点平均高度

- 6-35 自动调心
6-36 增大;减小
6-37 动力
6-38 黏度;油性(润滑性)

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

6-51 解题要点:

(1) 计算在径向工作载荷 F 、轴颈速度 v 的工作条件下, 偏心率 $x=0.8$ 时的最小油膜厚

度:

由 $l/d=1.0, d=80 \text{ mm}$, 得 $l=80 \text{ mm}$ 。

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 40 \times 0.0015 \times (1-0.8) \text{ mm} = 0.012 \text{ mm}$$

(2) 由 $x=0.8$, 查上册分析计算题 6-51 所列表得 $C_p=3.372$ 。

(3) 计算许用油膜厚度 $[h]$, 取 $S=2$, 于是

$$[h] = S(Rz_1 + Rz_2) = 2(1.6 + 3.2) \mu\text{m} = 9.6 \mu\text{m} = 0.0096 \text{ mm}$$

(4) 计算 $v'=1.7v$ 时, 轴承的最小油膜厚度:

由公式 $C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta v l}$, 根据其他参数不变时, C_p 与 v 成反比的关系, 当 $v'=1.7v$ 时, 得

$$C_p = \frac{3.372}{1.7} = 1.9835$$

查上册分析计算题 6-51 所列表得 $x=0.7$, 于是

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 40 \times 0.0015 \times (1-0.7) \text{ mm} = 0.018 \text{ mm}$$

(5) 计算 $v'=0.7v$ 时, 轴承的最小油膜厚度:

由公式 $C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta v l}$, 根据其他参数不变时, C_p 与 v 成反比关系, 当 $v'=0.7v$ 时, 得

$$C_p = \frac{3.372}{0.7} = 4.817$$

查上册分析计算题 6-51 所列表得 $x=0.86$, 于是

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 40 \times 0.0015 \times (1-0.86) \text{ mm} = 0.0084 \text{ mm}$$

因为 $h_{\min} < [h]$, 故该轴承不能达到液体动压润滑状态。

6-52 解题要点:

(1) 按非液体润滑状态, 设计轴颈直径:

由 $F/(dl) \leq [\rho]$ 得

$$d = \sqrt{\frac{F}{[\rho]}} = \sqrt{\frac{5 \times 10^4}{20}} \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

(2) 计算轴承相对间隙:

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 50 \times 1000}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 2.62 \text{ m/s}$$

$$\psi = 0.8 \sqrt[4]{v} \times 10^{-3} = 0.8 \sqrt[4]{2.62} \times 10^{-3} = 0.00102$$

(3) 计算偏心率 x :

由
$$C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta v l} = \frac{5 \times 10^4 \times 0.00102^2}{2 \times 0.028 \times 2.62 \times 0.05} = 7.09$$

再由 C_p 和 $l/d=1.0$, 查上册分析计算题 6-51 所列表得 $x \approx 0.89$ 。

(4) 计算最小油膜厚度 h_{\min} :

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 25 \times 0.00102 \times (1-0.89) \text{ mm} = 0.002805 \text{ mm}$$

(5) 计算许用油膜厚度 $[h]$, 取 $S=2$, 于是

$$[h] = S(Rz_1 + Rz_2) = 2 \times (3.2 + 6.3) \mu\text{m} = 19 \mu\text{m} = 0.019 \text{ mm}$$

因为 h_{\min} 小于 $[h]$, 故该轴承在题中给定的条件下不能达到液体润滑状态。

6-53 解题要点:

(1) 计算许用油膜厚度 $[h]$, 取 $S=2$, 于是

$$[h] = S(Rz_1 + Rz_2) = 2 \times (1.6 + 3.2) \mu\text{m} = 9.6 \mu\text{m} = 0.0096 \text{ mm}$$

(2) 计算轴承的相对间隙 ψ :

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{0.12}{100} = 0.0012$$

(3) 计算轴颈的圆周速度 v :

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 2000}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 10.47 \text{ m/s}$$

(4) 计算轴承的承载量系数 C_p :

$$C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta vl} = \frac{8000 \times 0.0012^2}{2 \times 0.009 \times 10.47 \times 0.1} = 0.6113$$

(5) 查上册分析计算题 6-51 列表得 $x = 0.41$ 。

(6) 计算最小油膜厚度 h_{\min} :

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 50 \times 0.0012 \times (1-0.41) \text{ mm} = 0.035 \text{ mm}$$

因 $h_{\min} > [h]$, 故该轴承能达到液体动力润滑状态。

若不能达到液体动力润滑状态, 可增大直径间隙 Δ , 减小相对偏心率 x , 减小承载量系数 C_p , 增大润滑油的动力黏度 η , 增大轴颈的圆周速度 v , 来减小最小油膜厚度 h_{\min} 。

6-54 解题要点:

(1) 计算许用油膜厚度 $[h]$, 取 $S = 2$, 于是

$$[h] = S(Rz_1 + Rz_2) = 2 \times (1.6 + 3.2) \mu\text{m} = 9.6 \mu\text{m} = 0.0096 \text{ mm}$$

(2) 计算相对偏心率 x :

只有当 $h_{\min} \geq [h]$, 才能达到液体动力润滑状态, 得

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 40 \times \frac{0.1}{80} (1-x) \geq 0.0096$$

$$\text{则} \quad x = 1 - 0.0096 \times \frac{1}{20} = 0.808$$

(3) 计算轴颈圆周速度 v :

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 1000}{60 \times 1000} \text{ m/s} = 4.189 \text{ m/s}$$

(4) 计算宽径比 l/d :

$$l/d = 120/80 = 1.5$$

(5) 根据 l/d 和 x 值, 查上册分析计算题 6-51 列表得 $C_p = 4.266$ 。

(6) 计算润滑油的动力黏度:

$$\text{由} \quad C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta vl} = 4.266$$

$$\text{得} \quad \eta = \frac{F\psi^2}{2C_p vl} = \frac{50000 \times \left(\frac{0.1}{80}\right)^2}{2 \times 4.266 \times 4.189 \times 0.12} \text{ Pa} \cdot \text{s} = 0.0182 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

当径向载荷及直径间隙都提高 20%, 其他条件不变时, 验算轴承能否达到液体动力润滑状态。

① 计算轴承的相对间隙 ψ :

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{1.2 \times 0.1}{80} = 0.0015$$

②计算承载量系数 C_p :

$$C_p = \frac{F\psi^2}{2\eta v l} = \frac{50000 \times 1.2 \times 0.0015^2}{2 \times 0.0182 \times 4.189 \times 0.12} = 7.378$$

③由 C_p 和 l/d 值,查上册分析计算题 6-51 列表得 $x=0.87$ 。

④计算最小油膜厚度 h_{\min} :

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 40 \times 0.0015 \times (1-0.87) \text{ mm} = 0.0078 \text{ mm}$$

因为 $h_{\min} < [h]$,故不能达到液体动力润滑状态。

6-55 解题要点:

(1) 题 6-55 图(c)和图(d)可以形成压力油膜。形成液体动压油膜的必要条件参见填空题 6-34 答案。

(2) 题 6-55 图(c)的油膜厚度最大,图(d)的油膜压力最大。

(3) 图(c)中若降低 v_3 ,其他条件不变,则油膜压力增大,油膜厚度减小。

(4) 图(c)中若降低 F_3 ,其他条件不变,则油膜压力降低,油膜厚度增加。

6-56 解题要点:

参 量	最小油膜厚度 h_{\min}/mm	偏心率 x/mm	径向载荷 F/N
宽径比 $l/d \uparrow$ 时	↓	↑	↑
油黏度 $\eta \uparrow$ 时	↓	↑	↑
相对间隙 $\psi \uparrow$ 时	↑	↓	↓
轴颈速度 $v \uparrow$ 时	↑	↓	↑

6-57 解题要点:

题 6-57 图中的四种摩擦副,只有图(c)能形成油膜压力,其他三种摩擦副均不能形成油膜压力。这是因为图(a)的摩擦副没有楔形间隙;图(b)的摩擦副不是沿运动方向呈从大到小的楔形间隙;图(d)的摩擦副两平面间没有相对运动速度。

6-58 解题要点:

应选 B。因为两滑块均以速度 v 运动,则两滑块变成相对静止,没有发生相对运动,不满足建立动压油膜的条件,因此不可能建立动压油膜。

第7章 轴毂连接

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 7-1 B 7-2 A 7-3 A 7-4 D 7-5 A 7-6 A 7-7 A
7-8 A 7-9 C 7-10 C 7-11 B 7-12 B 7-13 C 7-14 C
7-15 A 7-16 C 7-17 D 7-18 D 7-19 C 7-20 A 7-21 A

二、填空题

- 7-22 可移式刚性;弹性
7-23 挤压;耐磨
7-24 万向
7-25 转;心
7-26 小于
7-27 键;键槽
7-28 应力集中
7-29 转矩
7-30 齿面压溃;齿面磨损
7-31 楔
7-32 较弱零件的工作面被压溃;磨损;挤压;耐磨性
7-33 传递转矩;转速;轴的结构形式;轴的直径
7-34 两侧面;同一母线上
7-35 脉动循环
7-36 啮合式;摩擦式;磁力式

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

7-52 解题要点:

轴 I 只受转矩,为传动轴;轴 II 既受转矩,又受弯矩,故为转轴;轴 III 只受弯矩,且为转动的,故为转动心轴;轴 IV 只受弯矩,且为转动的,故为转动心轴。

7-53 解题要点:

依题意知该连接为静连接,将连接中力学性能较弱的材料灰铸铁的许用挤压应力作为 $[\sigma_p]$ 。因载荷性质为轻微冲击,查表知 $[\sigma_p]=50\sim 60$ MPa。连接工作面上的挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T}{dhl} = \frac{4T}{dh(L-b)} = \frac{4 \times 522000}{40 \times 8 \times (100-12)} \text{ MPa}$$

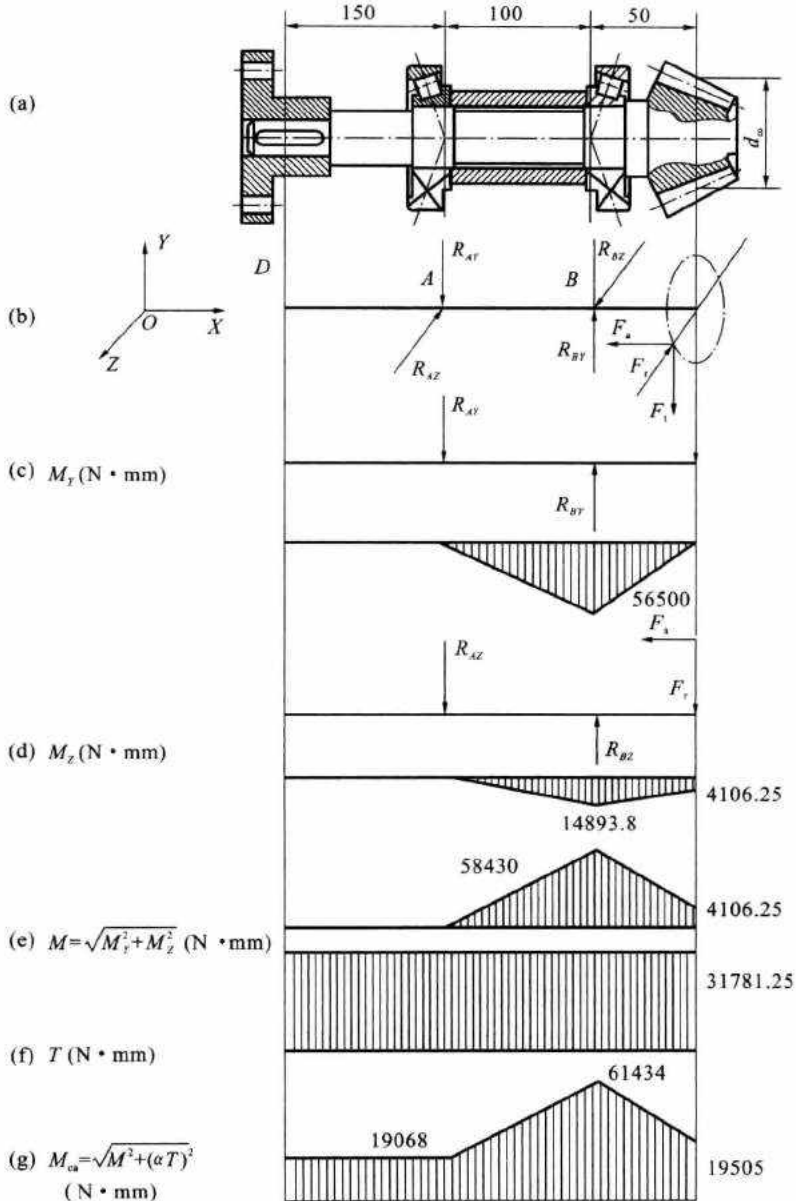
$$= 74.148 \text{ MPa} > [\sigma_p] = 50 \sim 60 \text{ MPa}$$

故该键连接强度不足。

改进措施,可用下列两种之一:(1)采用双键;(2)增加轮毂宽度,加长键的长度。

7-54 解题要点:

(1) 轴的受力简图如题 7-54 图解(b)所示。



题 7-54 图解

(2) 求支承反力。

① 垂直面支承反力:

由 $\sum M_A = 0$, 即 $-R_{By} \times 100 + F_1 \times 150 = 0$, 得

$$R_{BY} = \frac{F_1 \times 150}{100} = \frac{1130 \times 150}{100} \text{ N} = 1695 \text{ N}$$

由 $\sum Y=0$, 得

$$R_{AY} = R_{BY} - F_1 = (1695 - 1130) \text{ N} = 565 \text{ N}$$

② 求水平面支反力:

由 $\sum M_A=0$, 即 $R_{BZ} \times 100 + F_a d_m / 2 - F_r \times 150 = 0$, 得

$$R_{BZ} = \frac{F_r \times 150 - F_a d_m / 2}{100} = \frac{380 \times 150 - 146 \times 56.25 / 2}{100} \text{ N} = 528.938 \text{ N}$$

由 $\sum Z=0$, 得

$$R_{AZ} = R_{BZ} - F_r = (528.938 - 380) \text{ N} = 148.938 \text{ N}$$

(3) 画出轴的弯矩图、合成弯矩图及转矩图。

① 垂直面弯矩 M_Y 图如题 7-54 图解(c)所示。

B 点的弯矩

$$M_{BY} = R_{AY} \times 100 = 565 \times 100 \text{ N} \cdot \text{mm} = 56500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

② 水平面弯矩 M_Z 图如题 7-54 图解(d)所示。

B 点的弯矩

$$M_{BZ} = R_{AZ} \times 100 = 148.938 \times 100 \text{ N} \cdot \text{mm} = 14893.8 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

C 点的弯矩

$$M_{CZ} = F_a d_m / 2 = 146 \times 56.25 / 2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4106.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

③ 合成弯矩 M 图如题 7-54 图解(e)所示。

B 点的弯矩

$$M_B = \sqrt{M_{BY}^2 + M_{BZ}^2} = \sqrt{56500^2 + 14893.8^2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 58430 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

C 点的弯矩

$$M_C = \sqrt{M_{CY}^2 + M_{CZ}^2} = \sqrt{0^2 + 4106.25^2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 4106.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

④ 作转矩图如题 7-54 图解(f)所示。

$$T = F_t d_m / 2 = 1130 \times 56.25 / 2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 31781.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

⑤ 作计算弯矩图如题 7-54 图解(g)所示。

该轴单向工作, 转矩产生的弯曲应力按脉动循环应力考虑, 取 $\alpha=0.6$ 。

B 点的弯矩

$$\begin{aligned} M_{caB} &= \sqrt{M_B^2 + (\alpha T_B)^2} = \sqrt{58430^2 + (0.6 \times 31781.25)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 61434 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

C 点的弯矩

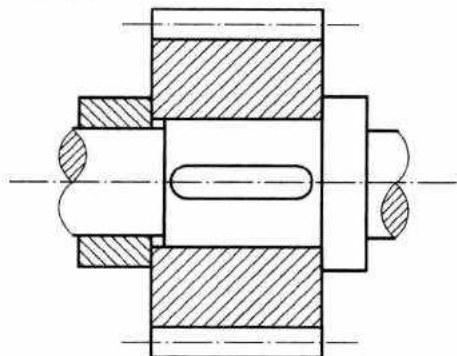
$$\begin{aligned} M_{caC} &= \sqrt{M_C^2 + (\alpha T_C)^2} = \sqrt{4106.25^2 + (0.6 \times 31781.25)^2} \text{ N} \cdot \text{mm} \\ &= 19505 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

A 点的弯矩

$$M_{caA} = \sqrt{M_A^2 + (\alpha T_A)^2} = \alpha T = 0.6 \times 31781.25 \text{ N} \cdot \text{mm} = 19068 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

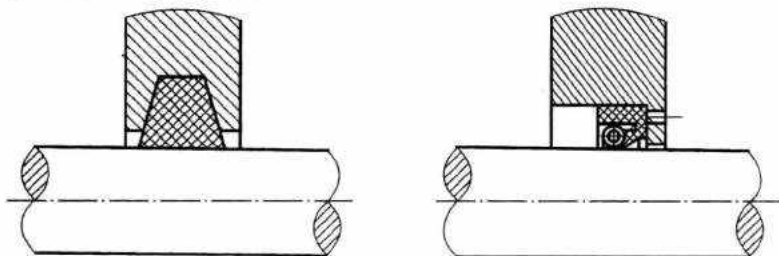
五、结构题(图解题)

7-55 结构如题 7-55 图解所示。



题 7-55 图解

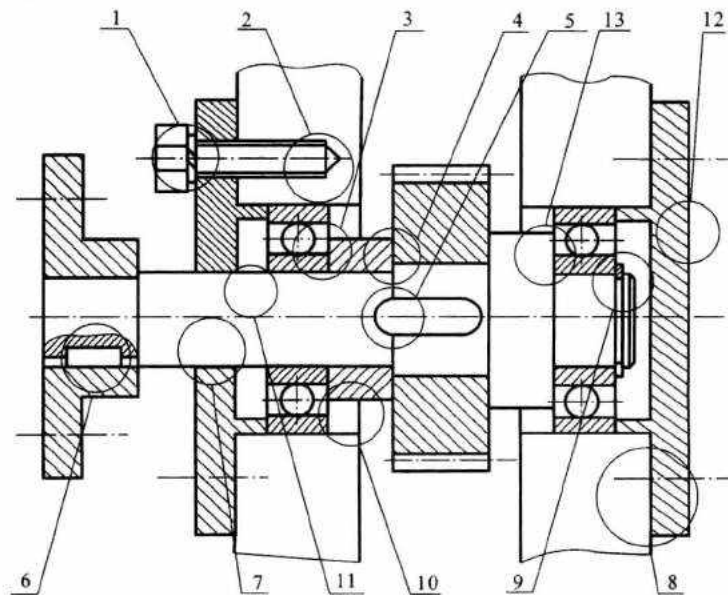
7-56 结构如题 7-56 图解所示。



题 7-56 图解

7-57 解题要点:

题 7-57 图中存在错误如下(见题 7-57 图解):

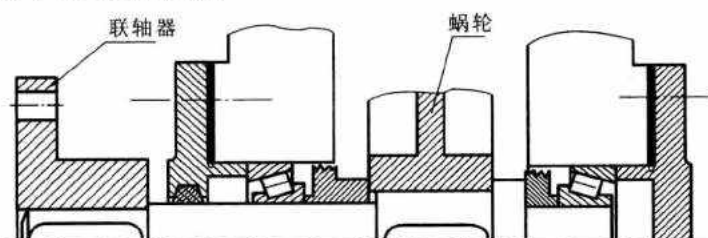


题 7-57 图解

- (1) 弹簧垫圈开口方向错误；
- (2) 螺栓布置不合理,且螺纹孔结构表示错误；
- (3) 轴套过高,超过轴承内圈定位高度；
- (4) 齿轮所在轴段过长,出现过定位现象,轴套定位齿轮不可靠；
- (5) 键过长,轴套无法装入；
- (6) 键顶面与轮毂接触；且键与固定齿轮的键不位于同一轴向剖面的同一母线上；
- (7) 轴与端盖直接接触,且无密封圈；
- (8) 重复定位轴承；
- (9) 箱体的加工面未与非加工面分开,且无调整垫片；
- (10) 齿轮油润滑,轴承脂润滑而无挡油盘；
- (11) 悬伸轴精加工面过长,装配轴承不便；
- (12) 应减小轴承盖加工面。

7-58 解题要点：

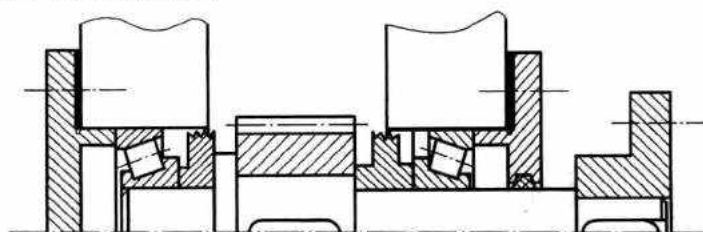
正确结构如题 7-58 图解所示。



题 7-58 图解

7-59 解题要点：

正确结构如题 7-59 图解所示。



题 7-59 图解

第8章 螺纹连接(含螺旋传动)

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 8-1 A 8-2 A 8-3 A 8-4 D 8-5 D 8-6 C 8-7 A
8-8 C 8-9 B 8-10 B 8-11 A 8-12 D 8-13 A

二、填空题

- 8-14 60° ; 连接; 30° ; 传动
8-15 螺旋升角 λ 小于当量摩擦角 ρ'
8-16 三角螺纹; 管螺纹; 矩形螺纹; 梯形螺纹; 锯齿形螺纹
8-17 提高传动效率
8-18 升角; 头数
8-19 螺纹副间摩擦力矩; 螺母(或螺栓头)端面与被连接件支承面间的摩擦力矩
8-20 拉伸; 扭剪
8-21 拉伸(或轴向); 螺栓发生塑性变形或断裂
8-22 $F' + \frac{C_b}{C_b + C_m} F; F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F; \sigma_c = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$
8-23 均匀各旋合圈螺纹牙上的载荷
8-24 弯曲
8-25 摩擦; 机械; 永久性

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

8-35 解题要点:

$$F_0 = F' + \frac{C_b}{C_b + C_m} F = (1000 + 0.5 \times 1000) \text{ N} = 1500 \text{ N}$$

$$F'' = F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F = (1000 - 0.5 \times 1000) \text{ N} = 500 \text{ N}$$

或 $F'' = F_0 - F = (1500 - 1000) \text{ N} = 500 \text{ N}$

为保证被连接件间不出现缝隙, 则 $F'' \geq 0$ 。

由 $F'' = F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right) F \geq 0$, 得

$$F \leq \frac{F'}{1 - C_b/(C_b + C_m)} = \frac{1000}{1 - 0.5} \text{ N} = 2000 \text{ N}$$

所以 $F_{\max} = 2000 \text{ N}$

8-36 解题要点:

(1) 计算压板压紧力 F' 。

由 $2fF' \frac{D_0}{2} = K_f F_1 \frac{D}{2}$, 得

$$F' = \frac{K_f F_1 D}{2fD_0} = \frac{1.2 \times 400 \times 500}{2 \times 0.15 \times 150} \text{ N} = 5333.3 \text{ N}$$

注意:此题中有两个接合面。而压板的压紧力就是轴端螺纹连接的预紧力。

(2) 确定轴端螺纹直径。

由 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F'}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 5333.3}{\pi \times 60}} \text{ mm} = 12.130 \text{ mm}$

取 M16 ($d_1 = 13.835 \text{ mm} > 12.130 \text{ mm}$)。

8-37 解题要点:

(1) 螺栓组连接受力分析。

这是螺栓组连接受横向载荷 R 和轴向载荷 Q 联合作用的情况,故可按接合面不滑移计算螺栓所需的预紧力 F' ,按连接的轴向载荷计算单个螺栓的轴向工作载荷 F ,然后求螺栓的总拉力 F_0 。

① 计算螺栓的轴向工作载荷 F 。

根据题给条件,每个螺栓所受轴向工作载荷相等,故有

$$F = \frac{Q}{4} = \frac{16000}{4} \text{ N} = 4000 \text{ N}$$

② 计算螺栓的预紧力 F' 。

由于有轴向载荷的作用,接合面间的压紧力为剩余预紧力 F'' ,故有

$$4fF'' = K_f R$$

而 $F'' = F' - \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right)F$

联立解上述两式,则得

$$F' = \frac{K_f R}{4f} + \left(1 - \frac{C_b}{C_b + C_m}\right)F = \left[\frac{1.2 \times 5000}{4 \times 0.15} + (1 - 0.25) \times 4000\right] \text{ N} = 13000 \text{ N}$$

③ 计算螺栓的总拉力 F_0 。

$$F_0 = F' + \frac{C_b}{C_b + C_m}F = (13000 + 0.25 \times 4000) \text{ N} = 14000 \text{ N}$$

(2) 计算螺栓的小径 d_1 。

螺栓的性能等级为 8.8 级,其最小屈服强度 $\sigma_{\text{smi}} = 640 \text{ MPa}$,故其许用拉伸应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{smi}}}{[S]} = \frac{640}{2} \text{ MPa} = 320 \text{ MPa}$$

所以 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_0}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 14000}{\pi \times 320}} \text{ mm} = 8.510 \text{ mm}$

8-38 解题要点:

(1) 计算螺栓允许的最大预紧力 F'_{max} 。

由 $\sigma_c = \frac{1.3F'}{\pi d_1^2/4} \leq [\sigma]$, 得

$$F'_{\max} = \frac{[\sigma]\pi d_1^2}{4 \times 1.3}$$

而 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{360}{3} \text{ MPa} = 120 \text{ MPa}$, 所以

$$F'_{\max} = \frac{120 \times \pi \times 8.376^2}{4 \times 1.3} \text{ N} = 5086.3 \text{ N}$$

(2) 计算连接允许的最大牵引力 R_{\max} 。

由 $2fF'_{\max} = K_f R_{\max}$, 得

$$R_{\max} = \frac{2fF'_{\max}}{K_f} = \frac{2 \times 0.15 \times 5086.3}{1.2} \text{ N} = 1271.6 \text{ N}$$

8-39 解题要点:

(1) 螺栓组受力分析。

将载荷 P 向螺栓组连接的接合面形心 O 点简化, 则得

横向载荷

$$P = 20000 \text{ N}$$

旋转力矩

$$T = PL = 20000 \times 300 \text{ N} \cdot \text{mm} = 6000000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 计算受力最大螺栓的横向载荷 $F_{S\alpha}$ 。

在横向载荷 P 作用下, 各螺栓受的横向载荷 F_{SP} 大小相等、方向同 P , 即

$$F_{SP1} = F_{SP2} = F_{SP3} = F_{SP4} = \frac{P}{4} = \frac{20000}{4} \text{ N} = 5000 \text{ N}$$

在旋转力矩 T 作用下, 各螺栓受的横向载荷 F_{ST} 大小亦相等。这是因为各螺栓中心至形心 O 点距离相等, 方向各垂直于螺栓中心与形心 O 点的连心线。

螺栓中心至形心 O 点距离为

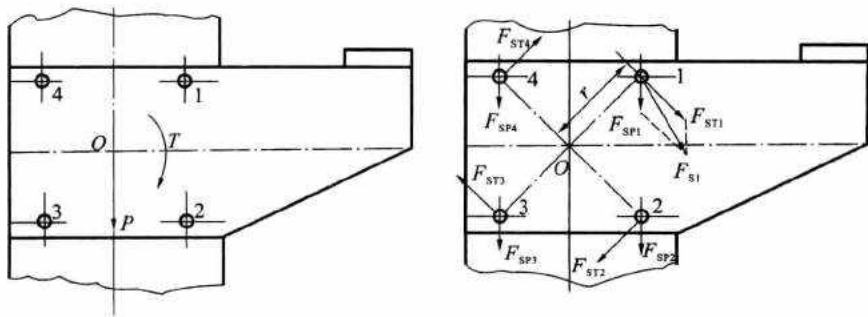
$$r = \sqrt{75^2 + 75^2} \text{ mm} = 106.1 \text{ mm}$$

故

$$F_{ST1} = F_{ST2} = F_{ST3} = F_{ST4} = \frac{T}{4r} = \frac{6000000}{4 \times 106.1} \text{ N} = 14137.6 \text{ N}$$

各螺栓上所受的横向载荷 F_{SP} 和 F_{ST} 的方向如题 8-39 图解所示。由图中可以看出螺栓 1 和螺栓 2 所受两力的夹角 α 最小 ($\alpha = 45^\circ$), 故螺栓 1 和螺栓 2 受力最大, 所受总的横向载荷为

$$\begin{aligned} F_{S\max} &= F_{S1} = F_{S2} = \sqrt{F_{SP1}^2 + F_{ST1}^2} + 2F_{SP1}F_{ST1}\cos\alpha \\ &= \sqrt{5000^2 + 14137.6^2} + 2 \times 5000 \times 14137.6 \times \cos 45^\circ \text{ N} = 18023.3 \text{ N} \end{aligned}$$



题 8-39 图解

(3) 计算螺栓所需预紧力 F' 。

按一个螺栓受的横向力与接合面间的摩擦力相平衡的条件, 可得

$$fF' = K_f F_{S_{\max}}$$

$$\text{所以 } F' = \frac{K_f F_{S_{\max}}}{f} = \frac{1.2 \times 18023.3}{0.16} \text{ N} = 135174.8 \text{ N}$$

(4) 计算螺栓小径 d_1 。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 135174.8}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 43.180 \text{ mm}$$

8-40 解题要点:

(1) 计算螺栓组连接允许传递的最大转矩 T_{\max} 。

该铰制孔用精制螺栓连接所能传递转矩大小受螺栓剪切强度和配合面挤压强度的制约。因此,可按螺栓剪切强度条件来计算 T_{\max} ,然后校核配合面挤压强度。也可按螺栓剪切强度和配合面挤压强度分别求出 T_{\max} ,取其值小者。本解按第一种方法计算。

$$\text{由 } \tau = \frac{2T}{6D\pi d_s^2/4} \leq [\tau], \text{ 得}$$

$$T_{\max} = \frac{3D\pi d_s^2 [\tau]}{4} = \frac{3 \times 340 \times \pi \times 11^2 \times 92}{4} \text{ N} \cdot \text{mm} = 8917913.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

校核螺栓与孔壁配合面间的挤压强度:

$$\sigma_p = \frac{2T_{\max}}{6Dd_s h_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

式中: h_{\min} 为配合面最小接触高度, $h_{\min} = (60 - 35) \text{ mm} = 25 \text{ mm}$; $[\sigma_p]$ 为配合面材料的许用挤压应力,因螺栓材料的 $[\sigma_{p2}]$ 大于半联轴器材料的 $[\sigma_{p1}]$,故取 $[\sigma_p] = [\sigma_{p1}] = 100 \text{ MPa}$ 。

$$\text{所以 } \sigma_p = \frac{2T_{\max}}{6Dd_s h_{\min}} = \frac{2 \times 8917913.4}{6 \times 340 \times 11 \times 25} \text{ MPa} = 31.8 \text{ MPa} < [\sigma_p] = 100 \text{ MPa}$$

满足挤压强度。

故该螺栓组连接允许传递的最大转矩 $T_{\max} = 8917913.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$ 。

(2) 改为普通螺栓连接,计算螺栓小径 d_1 。

① 计算螺栓所需的预紧力 F' 。

按接合面间不发生相对滑移的条件,则有

$$6fF'D/2 = K_f T_{\max}$$

$$\text{所以 } F' = \frac{K_f T_{\max}}{3fD} = \frac{1.2 \times 8917913.4}{3 \times 0.16 \times 340} \text{ N} = 65572.9 \text{ N}$$

② 计算螺栓小径 d_1 。

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 65572.9}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 30.074 \text{ mm}$$

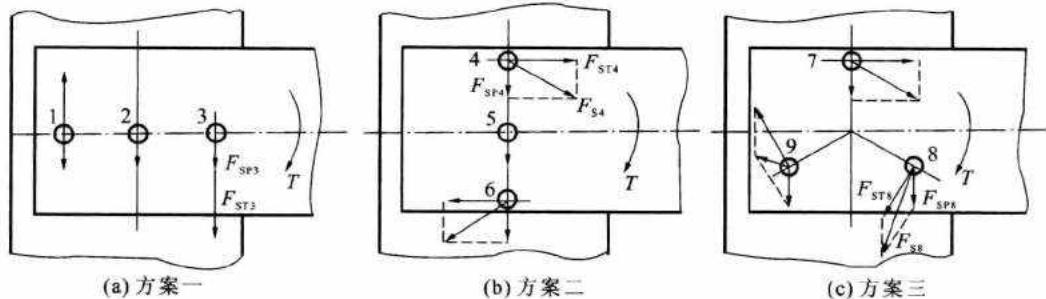
8-41 解题要点:

把外载荷 R 向螺栓组连接的接合面形心简化,则该螺栓组连接受有横向载荷 R 和旋转力矩 $T = RL$ 作用。在三个方案中,横向载荷 R 使螺栓组中的每个螺栓受到的横向载荷 F_{SR} 相等,都等于 $R/3$,且具有相同的方向;但由于螺栓布置方式不同,旋转力矩 T 使三个方案中的每个螺栓受到的横向载荷 F_{ST} 却不同。因此,在三个方案中受力最大螺栓所受的横向载荷是不同的。

(1) 方案一。

由题 8-41 图解(a)可知,螺栓 3 受力最大,所受横向载荷为

$$F_{S3} = F_{SR3} + F_{ST3} = \frac{R}{3} + \frac{RL}{2a} = \left(\frac{1}{3} + \frac{L}{2a}\right)R = \left(\frac{1}{3} + \frac{300}{2 \times 60}\right)R = 2.833R$$



题 8-41 图解

(2) 方案二。

由题 8-41 图解(b)可知,螺栓 4 和 6 受力最大,所受横向载荷为

$$\begin{aligned} F_{S4} = F_{S6} &= \sqrt{F_{SR4}^2 + F_{ST4}^2} = \sqrt{\left(\frac{R}{3}\right)^2 + \left(\frac{RL}{2a}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 + \left(\frac{L}{2a}\right)^2} \cdot R \\ &= \sqrt{\frac{1}{9} + \left(\frac{300}{2 \times 60}\right)^2} \cdot R = 2.522R \end{aligned}$$

(3) 方案三。

由题 8-41 图解(c)可知,螺栓 8 受力最大,所受横向载荷为

$$\begin{aligned} F_{S8} &= \sqrt{F_{SR8}^2 + F_{ST8}^2} + 2F_{SR8}F_{ST8} \cdot \cos\alpha \\ &= \sqrt{\left(\frac{R}{3}\right)^2 + \left(\frac{RL}{3a}\right)^2} + 2 \cdot \frac{R}{3} \cdot \frac{RL}{3a} \cos 30^\circ \\ &= \sqrt{\left(\frac{1}{3}\right)^2 + \left(\frac{L}{3a}\right)^2} + \frac{2L}{9a} \cos 30^\circ \cdot R \\ &= \sqrt{\frac{1}{9} + \left(\frac{300}{3 \times 60}\right)^2} + \frac{2 \times 300}{9 \times 60} \times \cos 30^\circ \cdot R = 1.962R \end{aligned}$$

比较三个方案中受力最大螺栓的受力,显然方案三中受力最大的螺栓受力最小,而且从受力分析图中可以看出,方案三中的三个螺栓受力较均衡,因此方案三较好。

8-42 解题要点:

(1) 吊环中心在 O 点时。

此螺栓的受力属于既受预紧力 F' 作用又受轴向工作载荷 F 作用的情况。根据题给条件,可求出螺栓的总拉力为

$$F_0 = F' + F = 0.6F + F = 1.6F$$

而轴向工作载荷 F 是由轴向载荷 Q 引起的,故有

$$F = \frac{Q}{4} = \frac{20000}{4} \text{ N} = 5000 \text{ N}$$

则

$$F_0 = 1.6F = 1.6 \times 5000 \text{ N} = 8000 \text{ N}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3F_0}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 8000}{\pi \times 180}} \text{ mm} = 8.577 \text{ mm}$$

取 M12 ($d_1 = 10.106 \text{ mm} > 8.577 \text{ mm}$)。

(2) 吊环中心移至 O' 点时。

首先将载荷 Q 向 O 点简化, 得一轴向载荷 Q 和一倾覆力矩 M 。 M 使盖板有绕螺栓 1 和 3 中心连线倾覆的趋势。

$$M = Q \cdot \overline{OO'} = 20000 \times 5\sqrt{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 141421.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

显然螺栓 4 受力最大, 其轴向工作载荷为

$$F = F_Q + F_M = \frac{Q}{4} + \frac{M}{2r} = \left(\frac{20000}{4} + \frac{141421.4}{2\sqrt{100^2 + 100^2}} \right) \text{ N} = 5500 \text{ N}$$

所以

$$F_0 = 1.6F = 1.6 \times 5500 \text{ N} = 8800 \text{ N}$$

$$\sigma_e = \frac{1.3F_0}{\pi d_1^2/4} = \frac{1.3 \times 8800}{\pi \times 10.106^2/4} \text{ MPa} = 142.6 \text{ MPa} < [\sigma] = 180 \text{ MPa}$$

故吊环中心偏移至 O' 点后, 螺栓强度仍足够。

8-43 解题要点:

(1) 计算允许最大提升载荷 W_{\max} 。

这螺栓组的螺栓仅受预紧力 F' 作用, 螺栓所能承受的最大预紧力为

$$F'_{\max} = \frac{[\sigma]\pi d_1^2}{4 \times 1.3} = \frac{120 \times \pi \times 6.647^2}{4 \times 1.3} \text{ N} = 3203.2 \text{ N}$$

则根据接合面间不发生相对滑动条件, 可得

$$6fF'_{\max} \cdot \frac{D_0}{2} = K_f W_{\max} \cdot \frac{D}{2}$$

则

$$W_{\max} = \frac{6fF'_{\max} D_0}{K_f D} = \frac{6 \times 0.15 \times 3203.2 \times 180}{1.2 \times 150} \text{ N} = 2882.9 \text{ N}$$

(2) 确定螺栓直径。

由接合面间不发生相对滑动条件, 可得

$$6fF' \cdot \frac{D_0}{2} = K_f W_{\max} \cdot \frac{D}{2}$$

所以

$$F' = \frac{K_f W_{\max} D}{6fD_0} = \frac{1.2 \times 6000 \times 150}{6 \times 0.15 \times 180} \text{ N} = 6666.7 \text{ N}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 6666.7}{\pi \times 120}} \text{ mm} = 9.589 \text{ mm}$$

取 M12 ($d_1 = 10.106 \text{ mm} > 9.589 \text{ mm}$)。

五、结构题

题 8-44 至题 8-47, 参看教材的有关内容。

提示: 8-44 (1) 要做沉头座孔; (2) 弹簧垫圈的尺寸与画法要正确。

8-46 (1) 采用双头螺栓连接; (2) 要做沉头座孔。

第9章 现代设计方法及机械系统设计

——考试复习与练习题参考答案

一、填空题

- 9-1 原动机;传动系统;工作机;控制及操作装置
9-2 固定传动比传动;可调传动比传动;变传动比传动
9-3 蜗杆;行星齿轮
9-4 较小;高速;瞬时速比;低速

二、问答题

(参考答案从略)

三、计算分析题

9-9 答:题9-9图中B方案较A方案合理。这是因为B方案中齿轮减速器的轴Ⅲ上的大齿轮远离转矩输出端,由于轴的弯曲变形与轴的扭转变形引起的齿向载荷分布,最大单位载荷分别处在齿的两侧,叠加起来,齿向载荷分布较为均匀。而A方案中,减速器的轴Ⅲ上的大齿轮靠近转矩输出端,由于轴的弯曲变形与扭转变形引起的齿向载荷分布,使最大单位载荷皆在齿的同侧,叠加起来,齿向载荷分布不均的情况更为严重。

第 10 章 机械设计综合题

——考试复习与练习题参考答案

一、综合填空题

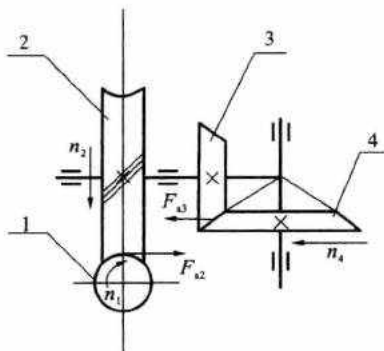
10-1 (1) 法面,法面;(2) 大端;(3) 蜗杆轴向,蜗杆轴向

10-2 过短;过多;疲劳;增多;疲劳;磨损

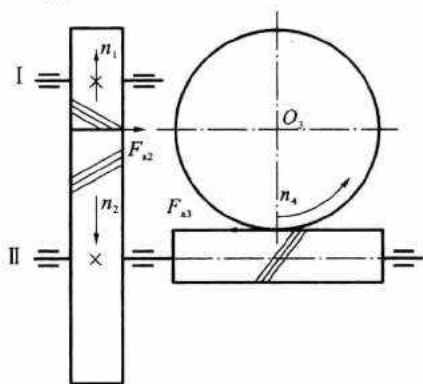
10-3 (1) C,带传动置于高速级,能缓冲、减振并起过载打滑保护电动机的作用;开式齿轮置于低速级,承受较大的转矩,虽尺寸增大,但造价低。

(2) A,带传动置于低速级不合理,因速度低,传递转矩大,则要求带的根数必须较多,使带传动的结构增大;而高速级用开式齿轮,低速级用闭式齿轮,使整个结构尺寸增加。

10-4 左;左; n_1 及 F_{a2} 、 F_{a3} 的方向如题 10-4 图解所示。



题 10-4 图解

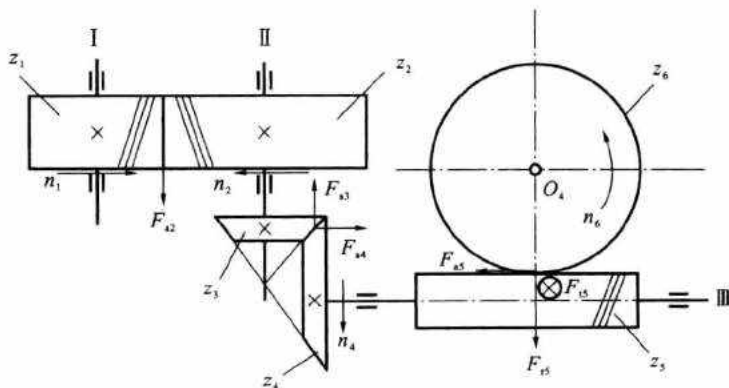


题 10-5 图解

10-5 左;左;右 (β 、 F_{a2} 、 F_{a3} 、 γ 及 n_4 的方向如题 10-5 图解所示)

10-6 (1) 斜齿轮螺旋线的方向及 F_{a2} 、 F_{a3} 的方向如题 10-6 图解所示;

(2) 蜗轮的回转方向及 F_{r5} 、 F_{t5} 、 F_{a5} 的方向如题 10-6 图解所示;蜗轮螺旋角的方向为左旋。



题 10-6 图解

10-7 齿面磨损;胶合;疲劳;塑性变形

10-8 低速;高速;中间

$$10-9 \frac{z}{\cos^3 \beta}; \frac{z}{\cos \delta}; \frac{z}{\cos^3 \gamma}$$

10-10

传动类型	效率 η		传动比 准确性 差	功率 P 适用范 围大	适用速度 v 的变 化范 围大	耐冲击 载荷性 能好	传动平稳性		传动装置 尺寸	
	最高	最低					好	差	大	小
齿轮传动	√			√	√					
V带传动			√			√				
蜗杆传动		√					√		√	
链传动							√	√		

二、综合受力分析计算题

10-11 解题要点:

设输入功率为 P_1 (kW), 输出功率为 P_2 (kW); 输入轴转速为 n_1 (r/min), 输出轴转速为 n_2 (r/min)。

因为
$$T = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P}{n} \quad (\text{N} \cdot \text{mm})$$

所以
$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} \quad (\text{kW})$$

$$P_2 = \frac{T_2 n_2}{9.55 \times 10^6} \quad (\text{kW})$$

即
$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 n_2 / (9.55 \times 10^6)}{T_1 n_1 / (9.55 \times 10^6)} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1}$$

又由于
$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

则
$$\eta = \frac{T_2}{T_1 i}$$

得
$$T_2 = T_1 i \eta$$

证毕。

10-12 解题要点:

(1) 蜗轮的转向如题 10-12 图解所示(逆时针旋转)。

(2) 斜齿轮 3 为左旋, 4 为右旋。

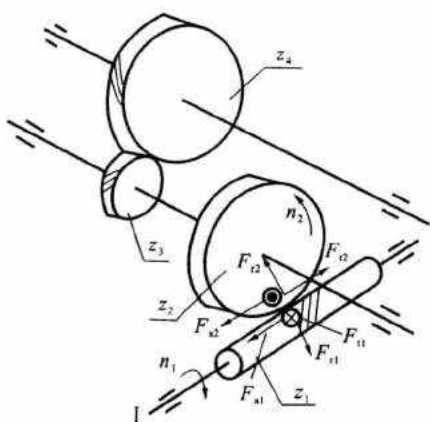
(3) 蜗杆、蜗轮上各分力的方向如图所示, 各分力的大小为

$$T_2 = T_1 i \eta = 38000 \times 42 \times 0.75 \text{ N} \cdot \text{mm} = 1197000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

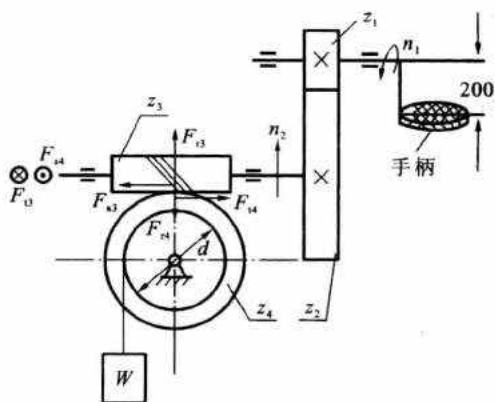
$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 38000 / (8 \times 8) \text{ N} = 1187.5 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2 / d_2 = 2 \times 1197000 / (8 \times 42) \text{ N} = 7125 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha = 7125 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 2593.3 \text{ N}$$



题 10-12 图解



题 10-13 图解

10-13 解题要点:

(1) 求加在手柄上的力 F (题 10-13 图解)。

输入转矩 $T_1 = F \times 200 \text{ kN} \cdot \text{mm}$

输出转矩 $T_c = W \times \frac{d}{2} = 20 \times \frac{200}{2} \text{ kN} \cdot \text{mm} = 2000 \text{ kN} \cdot \text{mm}$

总传动比 $i = i_{12} i_{34} = \frac{60}{20} \times \frac{60}{1} = 180$

因为 $T_c = T_1 i \eta = F \times 200 \times 180 \times 0.35 \text{ kN} \cdot \text{mm} = 2000 \text{ kN} \cdot \text{mm}$

所以 $F = 2000 / (200 \times 180 \times 0.35) \text{ kN} = 0.1587 \text{ kN}$

即加在手柄上的力 F 至少需要 158.7 N;

(2) 手柄转动方向如图 n_1 所示。

(3) 三个分力的方向如图所示。

蜗轮模数 $m = d_3 / z_3 = 240 / 60 \text{ mm} = 4 \text{ mm}$

蜗轮直径 $d_3 = m q = 4 \times 11 \text{ mm} = 44 \text{ mm}$

$$F_{t3} = F_{a4} = 2T_1 \times \frac{z_2}{z_1} / d_3 = 2 \times 0.1587 \times 200 \times 3 / 44 \text{ kN} = 4.33 \text{ kN} = 4330 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t4} = 2T_c / d_4 = 2 \times 2000 / 240 \text{ kN} = 16.67 \text{ kN} = 16670 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \tan \alpha = 4.33 \times \tan 20^\circ \text{ kN} = 1.54 \text{ kN} = 1540 \text{ N}$$

10-14 解题要点:

蜗杆的转向 n_1 及 F_t 、 F_r 、 F_a 的方向示于题 10-14 图解中。

10-15 解题要点:

(1) 齿轮 3、4 螺旋线方向分别为右旋与左旋。蜗杆的旋转方向及轴向力 F_{a2} 、 F_{a3} 、 F_{a4} 示于题 10-15 图解(a)中。

(2) 为了提高轴承部件的刚度,宜采用“背靠背”安装(题 10-15 图解(b))。

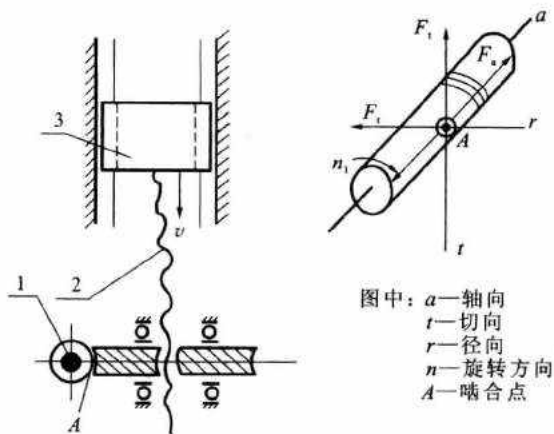
10-16 解题要点:

(1) 求电动机输出功率 P 。

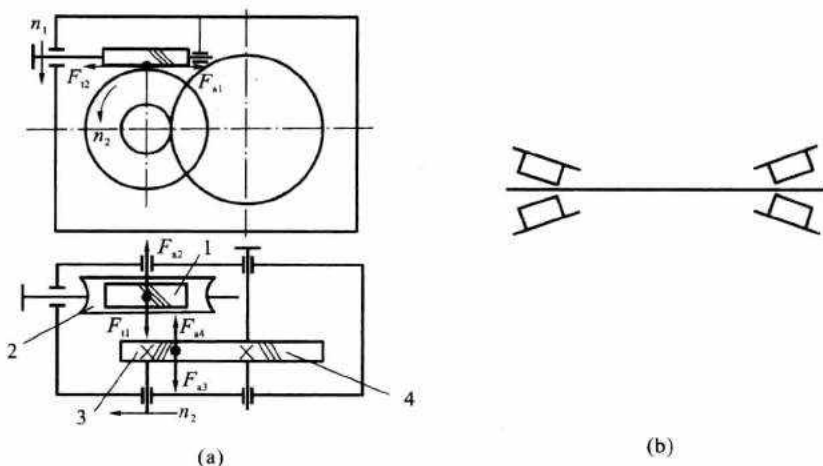
系统总效率 $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4^3 = 0.95 \times 0.97 \times 0.99 \times 0.99^3 = 0.885$

总传动比 $i = n_1 / n = 720 / 40 = 18$

工作轴输出转矩 $T_g = FD / 2 = 3600 \times 250 / 2 \text{ N} \cdot \text{mm} = 45 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$



题 10-14 图解



题 10-15 图解

电动机转矩 $T_1 = T_g / (i\eta) = 45 \times 10^4 / (18 \times 0.885) \text{ N} \cdot \text{mm} = 28248.6 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$P = T_1 n_1 / (9.55 \times 10^6) = 28248.6 \times 720 / (9.55 \times 10^6) \text{ kW} = 2.13 \text{ kW}$

即电动机输出功率 $P_1 = 2.13 \text{ kW}$ 。

(2) $P_1 = P\eta_1 = 2.13 \times 0.95 \text{ kW} = 2.02 \text{ kW}$

$P_{II} = P_1 \eta_2 \eta_3 = 2.02 \times 0.97 \times 0.99 \text{ kW} = 1.94 \text{ kW}$

(3) $n_{II} = n_1 / i_1 = 720 / 4 \text{ r/min} = 180 \text{ r/min}$

10-17 解题要点：

(1) 计算锥齿轮 2 上各分力的大小。

$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times P / n_1 = 9.55 \times 10^6 \times 4.8 / 480 \text{ N} \cdot \text{mm} = 95500 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$d_{m1} = m z_1 = 3.65 \times 31 \text{ mm} = 131.15 \text{ mm}$

$F_{t1} = 2T_1 / d_{m1} = 2 \times 95500 / 131.15 \text{ N} = 1456 \text{ N} = -F_{t2}$

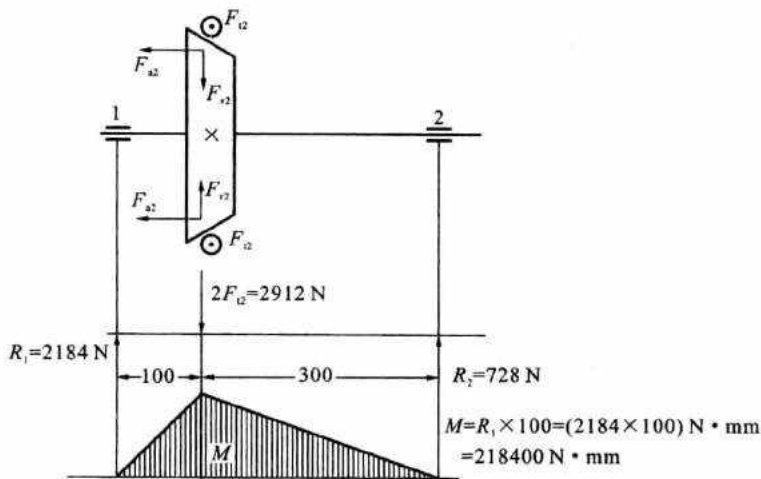
$F_{r1} = -F_{a2} = F_{t1} \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1456 \times \tan 20^\circ \times \cos 45^\circ \text{ N} = 375 \text{ N}$

$F_{a1} = -F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1456 \times \tan 20^\circ \times \sin 45^\circ \text{ N} = 375 \text{ N}$

$F_{t2} = 1456 \text{ N}, F_{a2} = F_{r2} = 375 \text{ N}$

即

锥齿轮 2 上所受各力方向示于题 10-17 图解中。



题 10-17 图解

(2) 根据受力分析,此中间轴仅受弯矩作用而不承受转矩作用,轴的直径 d 计算如下。

从图中各力方向及大小知,两个 F_{t2} 将相互抵消,而两个轴向力 F_{a2} 对轴产生的弯矩也相互抵消,计算轴径时仅考虑 $2F_{t2}$ 的影响。

由 $2F_{t2} = 2 \times 1456 \text{ N} = 2912 \text{ N}$,可知两支点 1、2 的支反力为

$$R_1 = \frac{2F_{t2} \times 300}{400} = \frac{3}{2} \times 1456 \text{ N} = 2184 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{2F_{t2} \times 100}{400} = \frac{1}{2} \times 1456 \text{ N} = 728 \text{ N}$$

所受弯矩 M 为

$$M = R_1 \times 100 = 2184 \times 100 \text{ N} \cdot \text{mm} = 218400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0.1[\sigma_{-1}]_b}} = \sqrt[3]{\frac{218400}{0.1 \times 55}} \text{ mm} = 34.1 \text{ mm}$$

故取轴径 $d = 35 \text{ mm}$ 。

10-18 解题要点:

(1) 应用手拨动连接电动机的小齿轮轴。因忽略摩擦损失后,传动系统中各轴传递功率相同,而此轴转速最高,传递转矩最小,拨动起来省力。

(2) 计算齿轮 2、3 上各分力的大小。

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times 1.1 / 930 \text{ N} \cdot \text{mm} = 11295.7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2 \times 11295.7 / (2 \times 20) \text{ N} = 564.8 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 564.8 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 205.6 \text{ N}$$

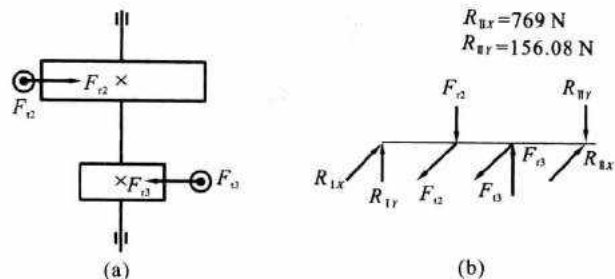
$$T_2 = T_1 i \eta = 11295.7 \times \frac{40}{20} \times 1 \text{ N} \cdot \text{mm} = 22591.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{t3} = F_{t1} = 2T_2 / d_2 = 2 \times 22591.4 / (2.5 \times 20) \text{ N} = 903.7 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha = 903.7 \times \tan 20^\circ \text{ N} = 329 \text{ N}$$

F_{r2} 、 F_{t2} 及 F_{r3} 、 F_{t3} 的方向如题 10-18 图解所示。

(3) 求两轴承的支反力。



题 10-18 图解

由中间轴上齿轮受力大小及支点距离,可绘出受力分析题 10-18 图解。设角标 X, Y 分别表示水平方向与竖直方向的分力,则有

$$R_{1X} = (F_{t2} \times 58 + F_{r3} \times 28) / 83 = [(564.8 \times 58 + 903.7 \times 28) / 83] \text{ N} = 699.5 \text{ N}$$

$$R_{1Y} = (F_{r2} \times 58 - F_{t3} \times 28) / 83 = [(205.6 \times 58 - 329 \times 28) / 83] \text{ N} = 32.68 \text{ N}$$

轴承 I 的支反力

$$R_1 = (R_{1X}^2 + R_{1Y}^2)^{1/2} = (699.5^2 + 32.68^2)^{1/2} \text{ N} = 700.3 \text{ N}$$

同理可求得

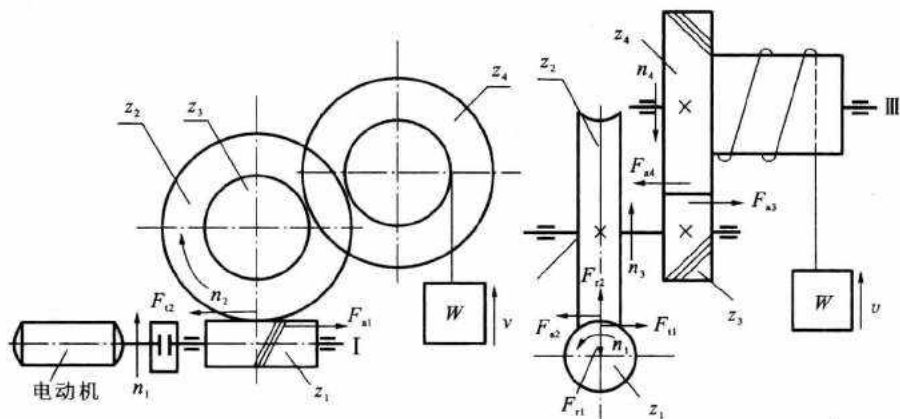
$$R_{2X} = 769 \text{ N}, \quad R_{2Y} = 156.08 \text{ N}$$

轴承 II 的支反力

$$R_{II} = (R_{2X}^2 + R_{2Y}^2)^{1/2} = (769^2 + 156.08^2)^{1/2} \text{ N} = 874.7 \text{ N}$$

10-19 解题要点:

- (1) 蜗杆为左旋;
- (2) 齿轮 z_3 为左旋, z_4 为右旋;
- (3) F_{r1}, F_{t1}, F_{a1} 与 F_{r2}, F_{t2}, F_{a2} 如题 10-19 图解所示。



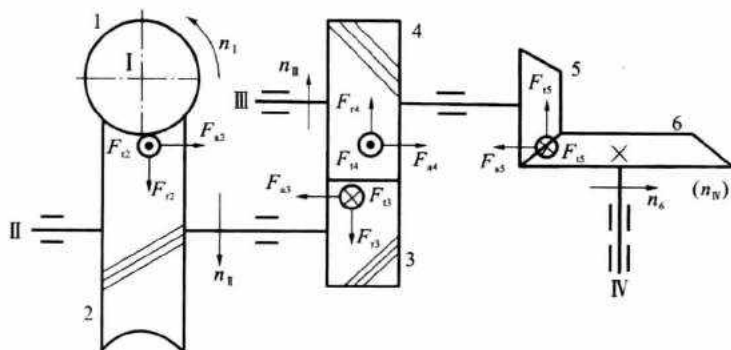
题 10-19 图解

10-20 解题要点:

- (1) 各轮螺旋线方向: 蜗轮 1 为左旋; 蜗轮 2 为左旋;
斜齿轮 3 为左旋; 斜齿轮 4 为右旋;

I、II、III 轴的回转方向: I 轴 n_I 为逆时针; II 轴 n_{II} 回转方向朝下 \downarrow ; III 轴 n_{III} 回转方向朝上 \uparrow ,

- (2) II、III 轴上各轮受力方向如题 10-20 图解所示。



题 10-20 图解

10-21 解题要点:

(1) n_2 、 n_3 的方向如题 10-21 图解所示。

$$T_2 = T_1 i = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 200 \times 10^3 \times \frac{69}{23} \text{ N} \cdot \text{mm} = 600 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_3 = T_2 i_{34} = T_2 \cdot \frac{z_4}{z_3} = 600 \times 10^3 \times \frac{54}{39} \text{ N} \cdot \text{mm} = 830.8 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 主要几何尺寸计算。

$$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 4 \times 23 / 0.92 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 4 \times 69 / 0.92 \text{ mm} = 300 \text{ mm}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{100 + 300}{2} \text{ mm} = 200 \text{ mm}$$

$$d_3 = m z_3 = 5 \times 39 \text{ mm} = 195 \text{ mm}$$

$$d_4 = m z_4 = 5 \times 54 \text{ mm} = 270 \text{ mm}$$

(3) 齿轮 1 为左旋, 齿轮 2 为右旋, 方向已示于图上。

(4) 计算齿轮 3、4 的 F_{t3} 、 F_{a2} 、 F_{t3} 、 F_{a3} :

$$F_{t3} = -F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 200 \times 10^3}{100} \text{ N} = 4000 \text{ N}$$

因为 $\cos\beta = 0.92$, 所以可求得 $\beta = 23^\circ 4' 26''$ 。

$$F_{a1} = -F_{a2} = F_{t1} \tan\beta = 4000 \times \tan 23^\circ 4' 26'' \text{ N} = 1704 \text{ N}$$

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_{m3}} = \frac{2 \times 600 \times 10^3}{150} \text{ N} = 8000 \text{ N}$$

$$F_{a3} = F_{t3} \tan\alpha \sin\delta_3 = 8000 \times \tan 20^\circ \times 0.58549 \text{ N} = 1705 \text{ N}$$

(5) 图中方案不合理, 其理由如下:

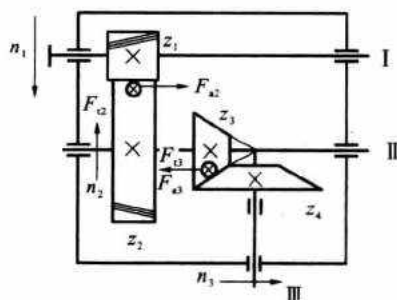
① 输入端应放在远离小齿轮处, 以使圆柱齿轮的磨损较均匀;

② 锥齿轮应置于高速级;

③ 该传动装置 $i_{\text{总}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{23} \times \frac{54}{39} = 4.154$ 没有必要用两级减速, 用一对斜齿圆柱齿轮

即可满足要求;

④ 若非满足输入轴 I 与输出轴 III 垂直布置, 则可将锥齿轮置于高速级, 以减小锥齿轮的转矩, 即可减小锥齿轮的尺寸, 便于加工且可降低整个传动装置的价格。



题 10-21 图解

10-22 解题要点:

(1) 计算能提升的最大重量 W 。

卷筒与 III 轴相连, III 轴上传递的转矩 T_3 为

$$\begin{aligned} T_3 &= T_1 i_{12} i_{34} = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \\ &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{3}{960} \times \frac{110}{22} \times \frac{110}{22} \text{ N} \cdot \text{mm} = 746094 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

因通过滑轮来提升重物,故所需的力仅为重物 W 的一半,故有

$$T_3 \geq \frac{W}{2} \cdot \frac{D}{2} = \frac{W}{4} \times 200 = 50W$$

即

$$W \leq T_3/50 = 746094/50 \text{ N} = 14922 \text{ N}$$

(2) 校核齿轮的接触强度 σ_{H3} 。

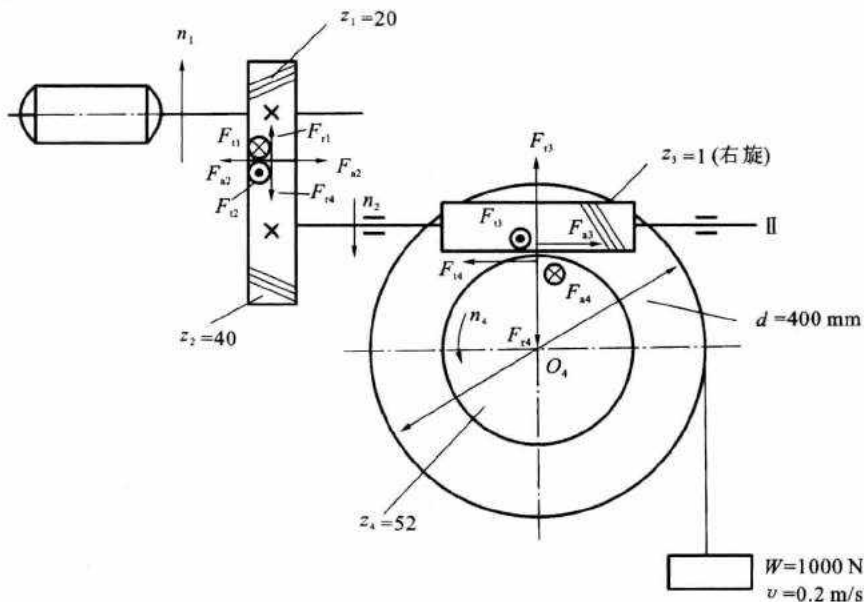
$$T_2 = T_1 i_{12} = 9.55 \times 10^6 \frac{3}{960} \times \frac{110}{22} \text{ N} \cdot \text{mm} = 149219 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H3} &= Z_H Z_E Z_\epsilon \sqrt{\frac{2KT_2(u+1)}{bd_3^2 u}} = 2.5 \times 189.8 \sqrt{\frac{2 \times 1.5 \times 149219 \times (5+1)}{70 \times 88^2 \times 5}} \text{ MPa} \\ &= 472.4 \text{ MPa} < 550 \text{ MPa} \end{aligned}$$

故第二对齿轮的接触强度足够。

10-23 解题要点:

(1) 斜齿轮的螺旋方向及 z_1, z_2, z_3, z_4 所受各分力方向示于题 10-23 图解中。



题 10-23 图解

(2) 求电动机的功率 P_d 与转速 n_1 。

工作机所需功率 P_w $P_w = Wv/1000 = 1000 \times 0.2/1000 \text{ kW} = 0.2 \text{ kW}$

总效率

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 = 0.75 \times 0.98 \times 0.99^2 = 0.713$$

$$P_d = P_w / \eta = 0.2 / 0.713 \text{ kW} = 0.28 \text{ kW}$$

总传动比
$$i_{\text{总}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{40}{20} \times 52 = 104$$

卷筒转速
$$n_1 = \frac{60 \times 1000 v}{\pi d} = \frac{60 \times 1000 \times 0.2}{\pi \times 400} \text{ r/min} = 9.55 \text{ r/min}$$

$$n_4 = n_1 i_{\text{总}} = 9.55 \times 104 \text{ r/min} = 993.2 \text{ r/min}$$

(3) 提高装置提升速度的改进方案有:

① 换用转速高一挡的电动机(功率可不变),其他结构尺寸可不变,而换用后,使电动机价格更便宜;

② 去掉一对斜齿轮,而由电动机直接驱动蜗杆传动,则提升速度可提高1倍,又可降低成本;

③ 换用 $z_1 = z_2$ 的齿轮,其他结构不变,也可将提升速度提高1倍。

10-24 解题要点:

(1) 求 n_1 的大小及方向。

方向示于题 10-24 图解中,其大小为

$$n_4 = \frac{60 \times 1000 v}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 0.1}{\pi \times 240} \text{ r/min}$$

$$= 7.96 \text{ r/min}$$

$$i_{\text{总}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{54}{18} \times 40 = 120$$

$$n_1 = n_4 i = 7.96 \times 120 \text{ r/min} = 955 \text{ r/min}$$

(2) F_{a2} 、 F_{a3} 、 β_1 、 β_2 的方向示于题 10-24 图解中。

(3) 求电动机输入功率 P_1 。

工作机所需功率

$$P_w = Wv/1000 = 10000 \times 0.1/1000 \text{ kW} = 1 \text{ kW}$$

故

$$P_1 = P_w / \eta = 1 / (0.99^3 \times 0.8 \times 0.98) \text{ kW}$$

$$= 1.32 \text{ kW}$$

10-25 解题要点:

(1) 齿轮 1、2 的主要失效形式为齿面疲劳点蚀,设计准则为 $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$; 齿轮 3、4 的主要失效形式为齿面磨损而导致轮齿疲劳折断,设计准则为 $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$; 对齿轮 1、3 进行调质处理; 对齿轮 2、4 进行正火处理。

(2) 齿轮 1、2 各分力方向示于题 10-25 图解(a)中;其大小为

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{2.7}{1420} \text{ N} \cdot \text{mm} = 18158 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 2 \times 20 / 0.985 \text{ mm} = 40.609 \text{ mm}$$

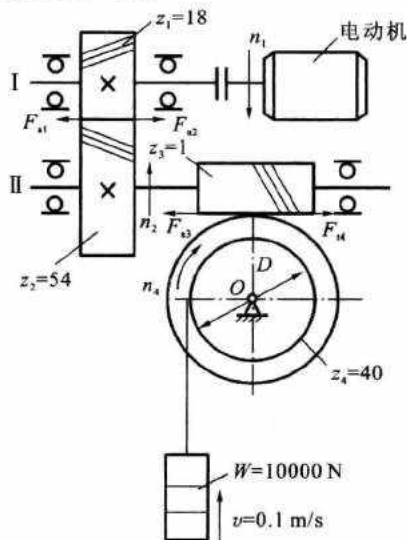
$$F_{t1} = T_1 / d_1 = 18158 \times 40.609 / 2 \text{ N} = 368690 \text{ N}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \times \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 368690 \times \frac{0.364}{0.985} \text{ N} = 136247 \text{ N}$$

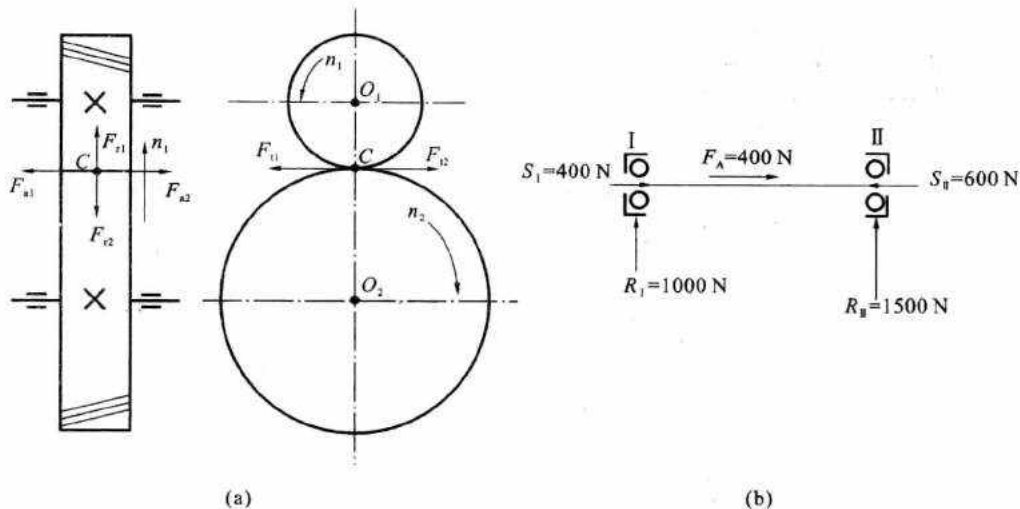
$$F_{a1} = F_{t1} \tan \beta = 368690 \times 0.176 \text{ N} = 64889 \text{ N}$$

(3) 求螺栓组连接输送带传递的 F_{\max} 。

由题示条件可知,该连接为受横向载荷的普通螺栓连接,为了保证连接可靠,必须满足



题 10-24 图解



题 10-25 图解

$$F' f z m \geqslant K_f F_R \quad (1)$$

式中: F' 为预紧力; F_R 为总横向载荷; z 为螺栓数; m 为接合面对数; K_f 为可靠性系数; f 为摩擦系数。而螺栓连接的强度公式为

$$\sigma = 1.3 F' / \frac{\pi d_1^2}{4} \leqslant [\sigma] \quad (2)$$

联解式①、②, 可得 F_R 值, 即

$$F_R = \frac{\pi d_1^2 [\sigma] z f m}{K_f \times 1.3 \times 4} = \frac{\pi \times 13.835^2 \times 80 \times 6 \times 0.12 \times 1}{1.2 \times 1.3 \times 4} \text{ N} = 5551 \text{ N}$$

故得

$$F_{\max} = F_R = 5551 \text{ N}$$

(4) 各轴的类别为: I、II 轴既受弯矩又受转矩, 为转轴; III 轴只受弯矩, 为转动心轴。

(5) 求轴承上的轴向载荷 A_I 与 A_{II} :

$$S_I = 0.4 R_1 = 0.4 \times 1000 \text{ N} = 400 \text{ N}$$

$$S_{II} = 0.4 R_2 = 0.4 \times 1500 \text{ N} = 600 \text{ N}$$

S_I 、 S_{II} 的方向示于题 10-25 图解(b)中。

由于 $S_I + F_A = 400 + 400 \text{ N} = 800 \text{ N} > S_{II}$, 轴承 II “压紧”, 而轴承 I “放松”, 故

$$A_I = S_I = 400 \text{ N}$$

$$A_{II} = S_I + F_A = 400 + 400 \text{ N} = 800 \text{ N}$$

10-26 解题要点:

(1) 电动机的转向示于题 10-26 图中。

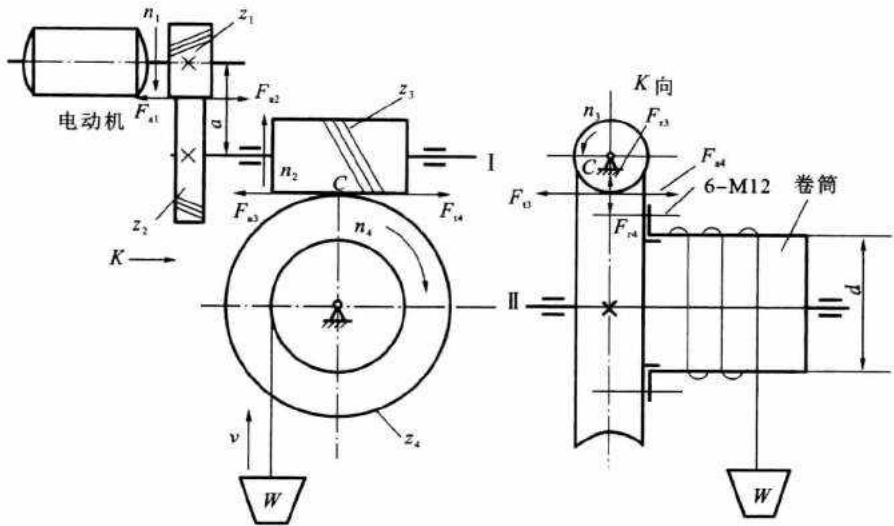
(2) 齿轮 1、2 轮齿螺旋线的方向示于图中, 其大小为

$$\beta = \arccos \frac{m_a(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{3(21 + 84)}{2 \times 160} = 10^\circ 8' 31''$$

(3) 重物上升时, 在啮合节点 C 处所受三对分力: F_{t3} 、 F_{r3} 、 F_{a3} 及 F_{t4} 、 F_{r4} 、 F_{a4} 的方向示于题 10-26 图解中。

(4) 计算电动机的输出功率 P 。

提升重物所需转矩 T_{II} 、工作机功率 P_w 分别为



题 10-26 图解

$$T_{II} = W \times \frac{d}{2} = 6200 \times \frac{200}{2} \text{ N} \cdot \text{mm} = 620000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$P_w = \frac{T_{II} n}{9.55 \times 10^6} = \frac{620000 \times 85}{9.55 \times 10^6} \text{ kW} = 5.518 \text{ kW}$$

则得

$$P = P_w / \eta_{总} = P_w / \eta_{齿轮} \eta_{轴} \eta_{卷筒} \eta_{轴承}^2$$

$$= 5.518 / 0.95 \times 0.42 \times 0.95 \times 0.98^2 \text{ kW} = 15.16 \text{ kW}$$

(5) 校核螺栓的强度。

由题示条件可知,该螺栓为受横向载荷的普通螺栓,强度条件式为

$$\sigma = 1.3F' / \frac{\pi d_1^3}{4} \leq [\sigma]$$

为保证连接可靠,必须满足

$$F' f z m \geq K_f F_R$$

即

$$F' \geq \frac{K_f F_R}{f z m}$$

横向载荷

$$F_R = 2T_{II} / D_0 = 2 \times 620000 / 240 \text{ N} = 5167 \text{ N}$$

则得

$$F' \geq \frac{K_f F_R}{f z m} = \frac{1.2 \times 5167}{0.15 \times 6 \times 1} \text{ N} = 6889 \text{ N}$$

$$\sigma = 1.3F' / \frac{\pi d_1^3}{4} = 1.3 \times 6889 / \frac{\pi \times (10.106)^3}{4} \text{ MPa}$$

$$= 111.6 \text{ MPa} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}$$

结论:螺栓强度足够。

10-27 解题要点:

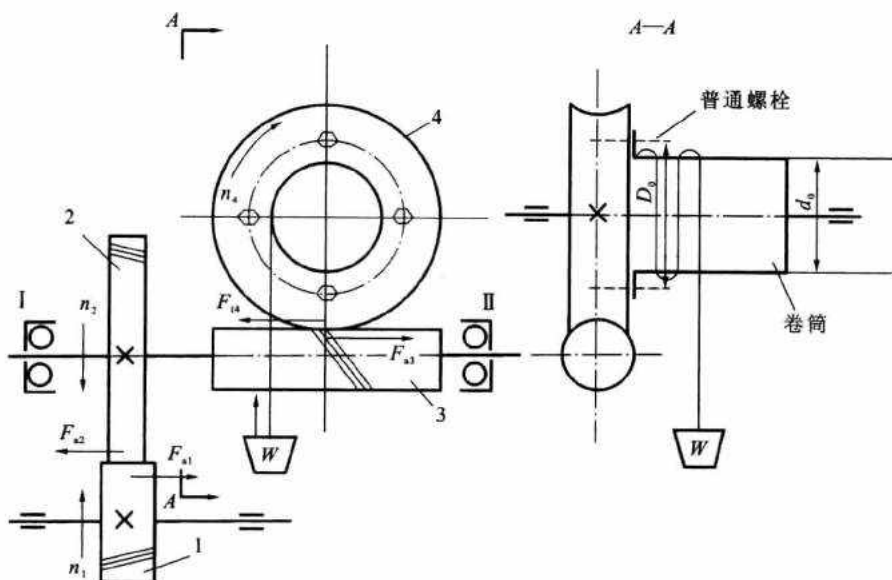
(1) 齿轮 1、2 轮齿螺旋线方向示于题 10-27 图解(a)中。

(2) 小齿轮轴的转向 n_1 示于题 10-27 图解(a)中。

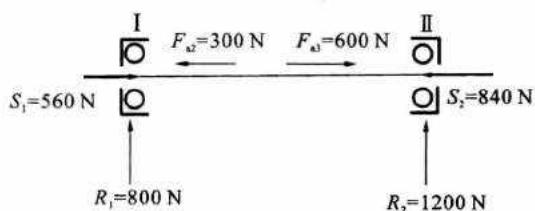
(3) 求轴承的轴向载荷 A_1, A_2 。

$$S_1 = 0.7R_1 = 0.7 \times 800 \text{ N} = 560 \text{ N}$$

$$S_2 = 0.7R_2 = 0.7 \times 1200 \text{ N} = 840 \text{ N}$$



(a)



(b)

题 10-27 图解

$$F_n = F_{a3} - F_{a2} = (600 - 300) \text{ N} = 300 \text{ N (向右)}$$

因为

$$F_n + S_1 = (300 + 560) \text{ N} = 860 \text{ N} > S_2 = 840 \text{ N}$$

故轴承 II “压紧”，而轴承 I “放松”。

因此得

$$A_I = S_I = 560 \text{ N}$$

$$A_{II} = S_I + F_n = (560 + 300) \text{ N} = 860 \text{ N}$$

(4) 求螺栓组连接允许的最大提升重量 W_{\max} 。

由题示条件可知，该连接为受横向载荷的普通螺栓连接，为了保证连接可靠，必须满足条件：

$$F' f z m \geq K_f F_R \quad (1)$$

式中： F' 为预紧力； F_R 为总横向载荷； z 为螺栓数； m 为接合面对数； f 为摩擦系数； K_f 为可靠性系数。而螺栓连接的强度公式为

$$\sigma = 1.3 F' / \frac{\pi d_1^2}{4} \leq [\sigma] \quad (2)$$

联立解式①、②可得

$$\begin{aligned} F_R &= \frac{\pi d_1^2 [\sigma] z f m}{K_f \times 1.3 \times 4} = \frac{\pi \times 6.647^2 \times 120 \times 4 \times 0.15 \times 1}{1.2 \times 1.3 \times 4} \text{ N} \\ &= 1602 \text{ N} \end{aligned}$$

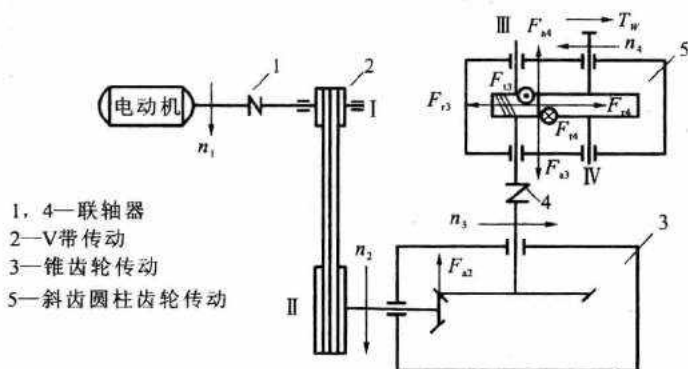
所以

$$F_R = W_{\max} = 1602 \text{ N}$$

即允许的最大提升重量为 1602 N。

10-28 解题要点:

(1) 各轴上齿轮的旋转方向已示于题 10-28 图解中。



题 10-28 图解

(2) 原设计小斜齿轮螺旋线方向为右旋, 不合理, 若为右旋则小斜齿轮轴向外力方向与锥齿轮同向(锥齿上所受的轴向力恒指向大端), 轴 III 上轴承受力不均。

小斜齿轮合理的螺旋线方向应为左旋, 而大齿轮的螺旋线方向为右旋。此时 F_{a2} 与 F_{a3} 可抵消一部分, 从而改善轴 III 上轴承的受力情况。

(3) 斜齿轮上所受各分力已示于图中。

(4) 误用高速电动机后, V 带、锥齿轮、斜齿轮的强度无问题, 但由 $T = 9.55 \times 10^6 P/n$ ($\text{N} \cdot \text{mm}$) 知: 功率 P 不变, 而 n 增大两倍, 则有效转矩将减小两倍, 无法拖动负载转矩 T_w , 即无法正常工作。

此外转速增大两倍后, 锥齿轮由于加工精度不可能太高而产生振动与噪声。

10-29 解题要点:

(1) 正常使用情况下电梯的速度 v_1 (快速):

$$v_1 = \pi D n_1 / 60 \times 1000 = \pi \times 600 \times \frac{972}{30} / 60 \times 1000 \text{ m/s} = 1.018 \text{ m/s}$$

(2) 心脏病患者使用时电梯的速度 v_2 (慢速):

$$v_2 = \pi D n_2 / 60 \times 1000 = \pi \times 600 \times \frac{243}{30} / 60 \times 1000 \text{ m/s} = 0.254 \text{ m/s}$$

(3) 电动机所需功率 P :

起升重量

$$Q = 650 \times 14 \text{ N} = 9100 \text{ N}$$

$$P = Q v_1 / 1000 \times \eta_{\text{总}} = 9100 \times 1.018 / 1000 \times 0.7 \text{ kW} = 13.234 \text{ kW}$$

(4) 若用 $P = 10 \text{ kW}$ 的电动机运货, 则起升重量为

$$\text{快速} \quad Q_1 = \frac{1000 P \eta_{\text{总}}}{v_1} = \frac{1000 \times 10 \times 0.7}{1.018} \text{ N} = 6876 \text{ N}$$

$$\text{慢速} \quad Q_2 = \frac{1000 P \eta_{\text{总}}}{v_2} = \frac{1000 \times 10 \times 0.7}{0.254} \text{ N} = 27559 \text{ N}$$

10-30 解题要点:

(1) 因设计准则 $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$, 由题意知两方案的 σ_{HP} 相同; 而 $\sigma_H = f(T_1, 1/\rho_s, 1/b)$, 两方案中

传递的转矩 T_1 、综合曲率半径 ρ_s 及齿宽 b 均相同,故两方案的接触疲劳强度相等(即 σ_H 相等);

(2) 因设计准则 $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$,同理两方案的 σ_{FP} 相同,而 $\sigma_F = f(T_1, 1/m, 1/b, 1/d_1)$,两方案中的 T_1, b, d_1 均相同,而方案 A 的 $m=4$ mm,方案 B 的 $m=2$ mm,故方案 A 的弯曲疲劳强度高;

(3) 当 d_1 一定时,方案 B 的齿数多,则同时啮合齿对多,即重合度大,故方案 B 的传动平稳性好。

10-31 解题要点:

方案 A 合理。理由为:因带传动靠摩擦力传动,传动平稳,但传递转矩小,过载打滑能保护电动机且带根数较少,故带传动置于高速级是合理的。

方案 B 中带传动置于低速级,则其传递的转矩比方案 A 布置时要增大 3 倍(忽略摩擦损失),而使带的根数增多,导致带传动的结构尺寸过大。故方案 B 不合理。

10-32 解题要点:

方案 B 合理。理由为:由于链传动产生多边形效应,使链速忽快忽慢,忽上忽下,即瞬时传动比随时发生变化,不可避免振动、冲击和噪声,故链传动应置于低速级。

10-33 解题要点:

方案 A 的蜗杆置于高速级,使其传递的转矩较方案 B 的小得多,则蜗轮尺寸小,节约有色金属,传动效率也较高。但方案 A 的齿轮承受的转矩大,需要齿轮的尺寸也大,故总的重量和尺寸也大。

方案 B 的蜗轮尺寸比方案 A 的大,但齿轮尺寸小得多,故总的尺寸和重量比方案 A 的小,传动效率也稍低。

总之,从长期运转这一要求出发,效率为主要矛盾,故方案 A 合理。

10-34 解题要点:

方案 A 较好,理由是:

(1) 方案 B 与方案 A 比较,蜗杆传动置于低速级,其所传递的转矩比方案 A 约大 20 倍。 $(i_1 \times i_2 = 4 \times 5 = 20)$,不仅蜗杆传动装置尺寸过大,需用较多有色金属,且蜗杆传动效率较低,发热量大、温升高;

(2) 方案 C 与方案 A 比较,增加了两级传动,且四级锥齿-圆柱齿轮减速器,结构复杂,造价高。

10-35 解题要点:

此方案的不合理及错误之处有:

(1) 带传动应置于高速级;

(2) 斜齿轮螺旋角 β 方向有一个齿轮画错(斜齿轮啮合时,两轮 β 方向为等值反向,即一个为左旋,另一个必为右旋);

(3) 应尽可能将高速级齿轮 z_1, z_2 布置在远离转矩输入端,以缓解轴的弯曲变形引起的载荷分布不均匀。

10-36 解题要点:

(1) 方案 B 明显不合理,由于链传动产生多边形效应,使链的瞬时速比不断变化,而产生冲击、振动与噪声。故链传动不宜用于高速级,且链传动用于起重装置也不安全。

(2) 方案 A、B 都将蜗杆传动置于低速级,其所传递的转矩比置于高速级时,增大了齿轮

传动比的倍数,对长期工作,也不甚合理。

(3) 实际上方案 A、B 都存在蜗杆传动效率低的问题,对长期工作都不是最合理的方案。若全部改为圆柱齿轮传动或将方案 A 中的齿轮传动与蜗杆传动互易其位是合理的。

10-37 解题要点:

链传动应置于低速级,带传动应置于高速级。而该方案将带、链的位置颠倒,故不合理。

因为链传动的多边形效应而使链速不均匀,瞬时速比变化、产生冲击、振动与噪声,故宜置于低速级。

而带传动靠摩擦传动,传递转矩小,故应置于高速级。若像该方案那样置于低速级,则使带传动的转矩近似增大链传动比的倍数,而使带的根数大为增加,导致带传动的结构尺寸过大,且不能发挥其工作平稳及缓冲减振等优点。

10-38 解题要点:

(1) 若起升速度不变,因 $P=Wv/\eta$,当 v 不变而 W 提高到 $2W$ 时,功率 P 随之也要提高 $2P$ 。此时电动机功率不够,需要更换电动机。

由 $T=9.55 \times 10^6 \times P/n$, P 提高到 $2P$ 后,转矩 T 也增至 $2T$,齿轮强度不够也不能用。

(2) 若齿轮传动比不变,当最大起升速度提高到 $2v$,电动机转速也随之要提高,需要更换电动机,但齿轮仍可使用。若将传动比 i 下降一半为 $i/2$,电动机的转速不变,所需功率也不变,电动机仍可使用。但齿轮由于 i 的下降一半,使其所受转矩增大而不能使用。又因速度变了,传动比也变了。

10-39 解题要点:

不能用。

错装成方案 B 后,蜗杆减速器移至低速级,转速降低了齿轮传动比的倍数,则其传递的转矩增大齿轮传动比的倍数,故蜗杆传动强度不能满足要求并会导致发热磨损现象严重。而齿轮减速器虽然强度可以满足要求,但由低速级移至高速级,精度可能不满足要求。

10-40 解题要点:

总传动比 $i=n/n_4=730/35=20.86$

开式齿轮传动比 $i_2=i/i_{\text{带}}=20.86/2.78=7.5$

(1) 欲完成图示工作,不能用蜗杆传动,理由是:

- ① 蜗杆传动比大,用以置换开式齿轮不合适;
- ② 水泥磨长期工作,且 $P=30 \text{ kW}$,用蜗杆传动后功率损失太大。

(2) 用链传动置换也不合适,理由是:

① 主动链转速 $n_3=(730/2.78) \text{ r/min} \approx 263 \text{ r/min}$,转速仍较高,而链传动不适宜用于高速场合;

② 传递功率 $P=30 \text{ kW}$ (忽略带传动的效率),则链传动的尺寸大;

③ 用链传动后会使整个传动装置的结构尺寸增大。

(3) 用 V 带传动置换更不合适,理由是:

- ① 带传动不适于低速级,若置换则带的根数过多;
- ② 使整个传动装置的结构尺寸增大。

(4) 用闭式直齿圆柱齿轮置换,则结构变复杂,且尺寸较大成本增高,故也不能用。

10-41 解题要点:

(1) 错装后的方案 B 不能用,理由是:因误装后带传动置于低速级,带速降低齿轮传动比

的倍数,则带传动传递的转矩将增大齿轮传动比的倍数,故带传动不能满足工作要求。

(2) 原设计齿轮仍可应用。因齿轮传动置于高速级后,传递转矩减小带传动比的倍数,故强度十分富裕。但转速提高,齿轮的精度可能不满足要求。

10-42 解题要点:

方案 B 的优点:

高低速级齿轮相对于轴承为对称布置,使齿轮的载荷分布均匀。此种减速器适用于大功率、变载荷的场合。

方案 B 的缺点:

结构较复杂,减速器的轴向尺寸增大,成本增加。且两对高速级齿轮同时传递的功率可能不同,要采取均载措施。

10-43 解题要点:

(1) 从传动效率高低出发进行评价,则现行设计方案将蜗杆传动置于低速级,其所传递的转矩比置于高速级增大很多。而蜗杆传动效率低,在长期连续运转的带式输送机中,其功率损耗必大、温升亦高,故此设计方案不合理。

(2) 改进方案建议采取如下传动路线:

电动机→闭式单级蜗杆传动与一级齿轮组成的减速器→一级开式齿轮传动→卷筒(传送带)。

(二)《机械原理》参考答案

第 11 章 平面机构的结构分析

——考试复习与练习题参考答案

一、问答题

(参考答案从略)

二、分析计算题

- 11-7 (a) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 5-2\times 7=1$ 机构具有确定运动
(b) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 7-2\times 10=1$ 机构具有确定运动
(c) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 9-2\times 13=1$ 机构具有确定运动
(d) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 5-2\times 7=1$ 机构具有确定运动
(e) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 6-2\times 8-1=1$ 机构具有确定运动
(f) $F=3n-2p_1-p_h=3\times 5-2\times 7=1$ 机构具有确定运动
- 11-8 (a) $n=4, p_1=5, p_h=1 \quad F=1$ 原动件数=1
(b) $n=4, p_1=5, p_h=1 \quad F=1$ 原动件数=1
(c) $n=4, p_1=4, p_h=2 \quad F=2$ 原动件数=2
(d) $n=6, p_1=9, p_h=1 \quad F=-1$ 不能运动
(e) $n=9, p_1=12, p_h=2 \quad F=1$ 原动件数=1
(f) $n=5, p_1=6, p_h=2 \quad F=1$ 原动件数=1
(g) $n=4, p_1=5, p_h=1 \quad F=1$ 原动件数=1
(h) $n=6, p_1=8, p_h=1 \quad F=1$ 原动件数=1
(i) $n=4, p_1=5, p_h=1 \quad F=1$ 原动件数=1
- 11-9 (a) $n=8, p_1=11, p_h=1 \quad F=1$ EF 处虚约束, H 处局部自由度
(b) $n=3, p_1=4 \quad F=1$ 对称虚约束
(c) $n=6, p_1=8, p_h=1 \quad F=1$ D、EG 处虚约束, K 处局部自由度
(d) $n=5, p_1=7 \quad F=1$ 对称虚约束, 只计算对称的一半
(e) $n=6, p_1=8, p_h=1 \quad F=1$ I 处虚约束, D 处局部自由度
(f) $n=6, p_1=8, p_h=1 \quad F=1$ DE、J 处虚约束, B 处局部自由度
- 11-10 (a) $n=6, p_1=8, p_h=1 \quad F=1$ 需一个原动件
(b) $n=5, p_1=6, p_h=2 \quad F=1$ 需一个原动件
- 11-11 (a) 构件 4、5 为一个构件, G 处转动副为虚约束
构件 1、2、7 组成的构件系统的自由度为
$$F_1=3\times 3-2\times 5=-1 \quad (n=3, p_1=5)$$
构件 5、4 为一个构件, 加上 3、6 构件的系统的自由度为(全为移动副)

$$F_2 = 2 \times 3 - 4 = 2 \quad (n=3, p_1=4)$$

整个系统的自由度为

$$F = F_1 + F_2 = 1$$

故机构有确定的运动。

(b)的分析方法同(a)

整个系统的自由度为

$$F = 1$$

故机构有确定的运动。

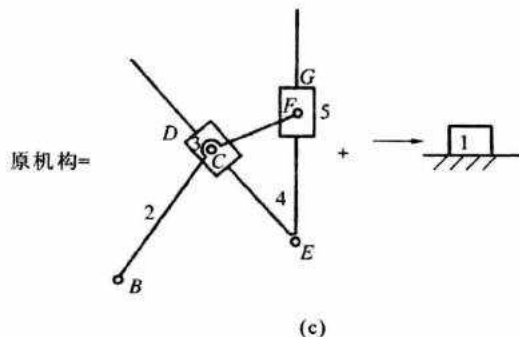
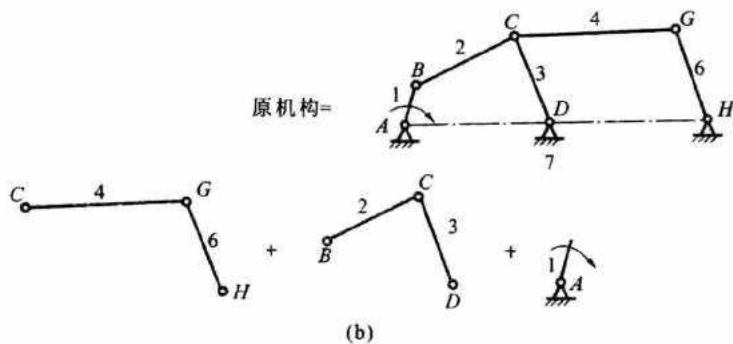
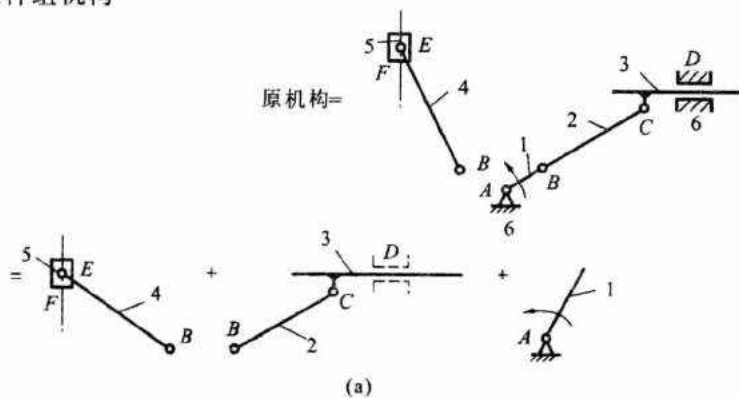
三、作图题

11-12 解:

(a) ① $F = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$

② 分拆杆组(如题 11-12 图解(a)所示)

③ II级杆组机构



题 11-12 分拆杆组

(b) ① $F = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$

② 分拆杆组(如题 11-12 图解(b)所示)

③ II 级杆组机构

(c) ① $F = 3 \times 5 - 2 \times 7 = 1$

② 分拆杆组(如题 11-12 图解(c)所示)

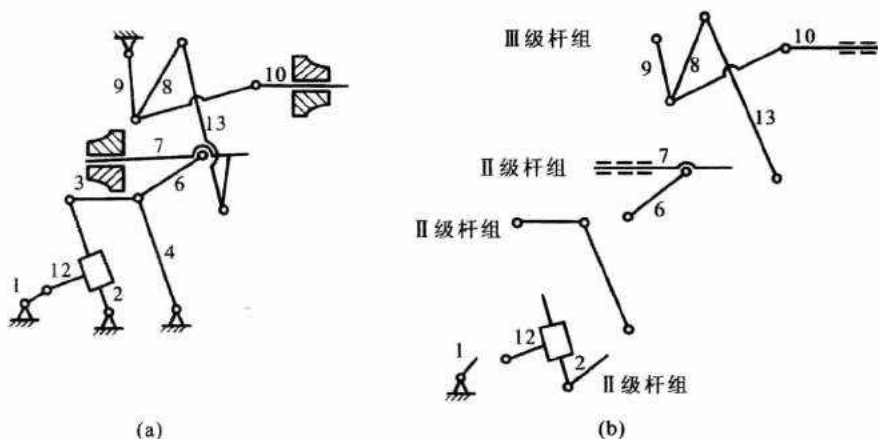
③ III 级杆组机构

11-13 解:

(1) $F = 3 \times 9 - 2 \times 12 - 2 = 1$

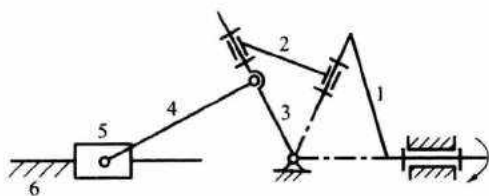
(2) 高副低代(如题 11-13 图解(a)所示)

(3) 分拆杆组(如题 11-13 图解(b)所示)



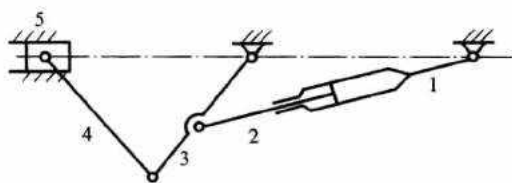
题 11-13 分拆杆组

11-14 解:



题 11-14 飞机操纵系统的机构运动简图

11-15 解:

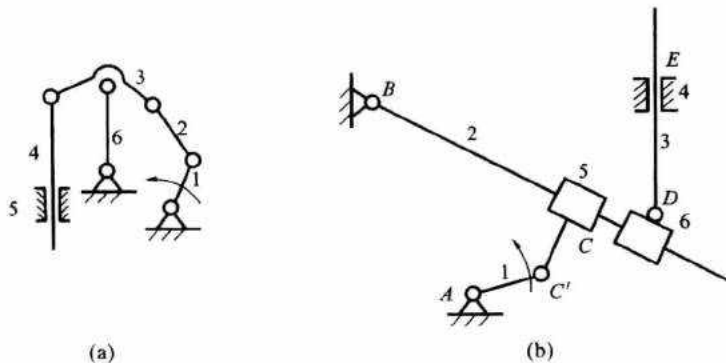


题 11-15 车门机构运动简图

11-16 解:高副低代机构如图(a)、(b)所示。

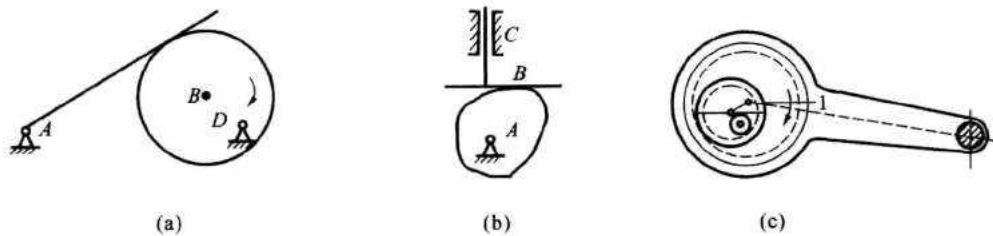
(a) $F=3 \times 4 - 2 \times 5 - 1 = 1$

(b) $F=3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 = 1$



题 11-16 高副低代

11-17 解:



题 11-17 高、低副互代及机构演化

第 12 章 平面连杆机构

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

12-1 B 12-2 B 12-3 A 12-4 B

二、填空题

- 12-5 曲柄与滑块移动导路
12-6 相对速度
12-7 位于同一直线上
12-8 同一构件上不同点之间
12-9 惯性力

三、问答题

(只给出部分题的参考答案)

12-12 (1) 当曲柄逆时针转动且滑块向右为工作行程时,由于 $e \neq 0$, 则 $\theta \neq 0$, 滑块向左为急回行程, 故有急回特性。

(2) (a) 从急回特性判定: 图示曲柄转向(逆时针)是正确的, 因此时滑块回程向左, 对应的曲柄转角为 $(180^\circ - \theta)$, 当曲柄匀速转动时, 有急回特性。(b) 从压力角判定: 曲柄转向(逆时针)是正确的, 因为最大压力角不在工作行程内。

12-13 (1) 5 s; (2) 5 r/min

12-14 (1) $t_1 = 0.535$ s; (2) $t_2 = 0.465$ s; (3) $K = 1.15$

12-15 (1) $(l_{AC})_{\min} > 40$ mm; (2) γ 恒为 90° ; (3) $(l_{AH})_{\min} = l_{AC} = 50$ mm

12-16 构件 AB 能作整周回转。因为 $l_{AB} + l_{AD} = 550$ mm $<$ $l_{BC} + a_{CD} = 650$ mm, 且 AD 为机架, 构件 AB 为曲柄。

四、分析计算题

12-21 解: 240.79 mm $\leq l_{AD} \leq 270$ mm

12-22 解: 55 mm $\leq l_{AD} \leq 75$ mm

12-23 解: $c = 12, d = 13$ 或 $c = 13, d = 12$; 可选 d 为机架, 或 b 为机架。

12-24 解: $L_{AB} = 198.5$ mm, $L_{BC} = 755.5$ mm

12-25 解: 工作行程时间 $t_1 = 17.5$ s; 空回行程时间 $t_2 = 12.5$ s; $K = 1.4$

12-26 解: 曲柄长度 $r = 25$ mm, 工作行程时间 $t = 1/3$ s

12-27 解: $L_{B'C'} = 1.62$ mm, $L_{A'B'} = 0.195$ mm

12-28 解: $L_{AB} \approx 138$ mm, $L_{B'C'} \approx 167$ mm, $L_{C'D} \approx 230$ mm

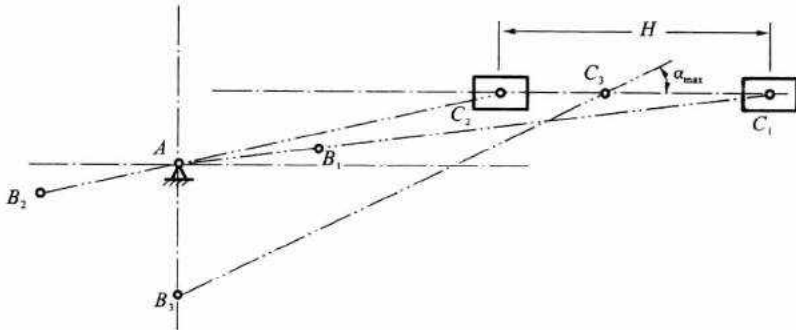
12-29 解: $\varphi_1 = 45^\circ$, $\psi_1 = 335^\circ$; $\varphi_2 = 105^\circ$, $\psi_2 = 65^\circ$; $\varphi_3 = 135^\circ$, $\psi_3 = 95^\circ$

12-30 解: $L_{AB} = 20$ mm, $e = 18.66$ mm, $L_{BC} = 30.03$ mm

五、作图题

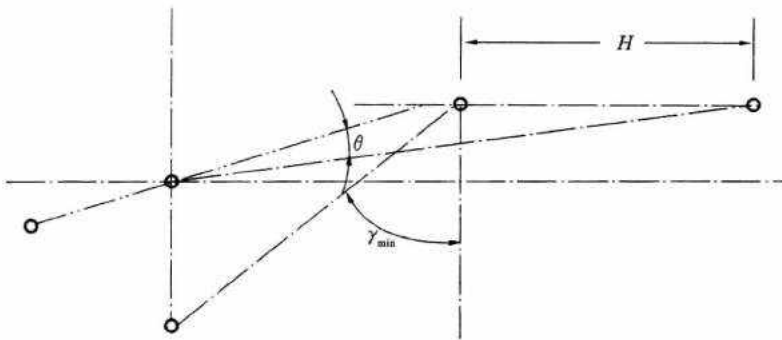
12-31 解: $l_{CD} = 88 \text{ mm}$, $l_{BC} = 84 \text{ mm}$ (图略)

12-32 解: 如题 12-32 图解所示:(1) 滑块的行程为 H ; (2) 最大压力角为 α_{\max} ; (3) 死点位置: AB_1C_1, AB_2C_2 。



题 12-32 曲柄滑块机构行程及性能分析

12-33 解: $H \approx 40 \text{ mm}$, $\gamma_{\min} \approx 51^\circ$



题 12-33 曲柄滑块机构设计

12-34 解: (1) $H = 141.09 \text{ mm}$; (2) $v_{\text{正}} = 2241.03 \text{ mm/s}$, $v_{\text{反}} = 2473.4 \text{ mm/s}$; (3) 死点位置为曲柄与连杆共线的两个位置(图略)。

12-35 解: 由于 $\gamma_{\min}^{(2)} < \gamma_{\min}^{(1)}$, 故滑块工作行程方向应该是向右。

12-36 解: $K = 1.5$, $\theta = 36^\circ$

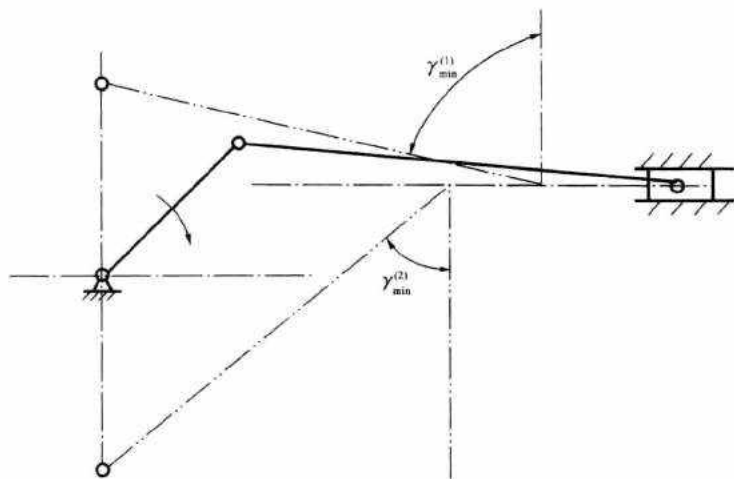
12-37 解: $R_2 = 127.32 \text{ mm}$, $l_{O_1A} = 61.8 \text{ mm}$

12-38 解: $l_{BC} = 12.94 \text{ mm}$, 插刀 P 的行程 $H = 20.7 \text{ mm}$

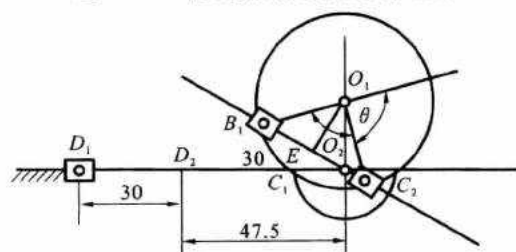
12-39 解: $l_{CD} = 62.5 \text{ mm}$, $l_{OC} = 24.49 \text{ mm}$, $l_{OB} = 15 \text{ mm}$

12-40 解: $l_{AB} = 8 \text{ mm}$, $l_{BC} = 60 \text{ mm}$, 极位夹角为 AB 与 BC 共线的两位置之夹角。

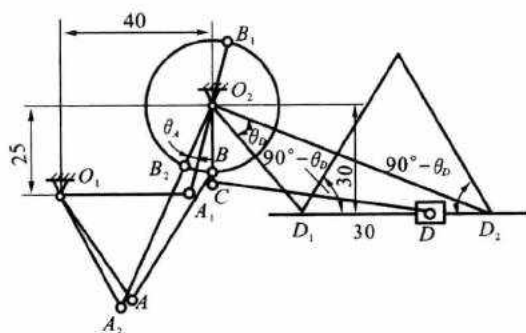
12-41 解: $K = 1.12$, $O_1A = 34.2 \text{ mm}$, $O_2B = 17.1 \text{ mm}$, $O_2C = 20.52 \text{ mm}$, $AB = 43.1 \text{ mm}$, $CD = 58.48 \text{ mm}$



题 12-35 曲柄滑块机构最小传动角



题 12-39 六杆机构设计



题 12-41 六杆机构设计

第 13 章 机械中的摩擦和机械效率

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

13-1 A 13-2 B 13-3 D 13-4 C

二、填空题

13-5 传动角 β 小于摩擦角 φ 或当量摩擦角 φ_v ; 外力作用线与摩擦圆相切或相交; 螺旋升角 α 小于摩擦角 φ 或当量摩擦角 φ_v

13-6 恒小于或等于零; 50%

13-7 大于; 紧固连接

13-8 驱动力所能做的功总是小于或等于克服由其可能引起的最大摩擦阻力所需要的功

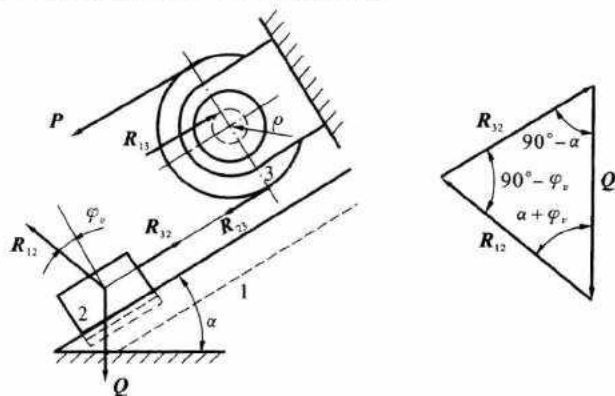
13-9 输出; 输入; 输入

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

13-22 解: 各支承反力如题 13-22 图解所示。



题 13-22 图解

因为斜面的当量摩擦系数

$$f_v = f / \sin\theta = 0.1 / \sin 60^\circ = 0.115$$

所以当量摩擦角为

$$\varphi_v = \arctan f_v = \arctan 0.115 = 6.587^\circ$$

转动副的摩擦圆半径为

$$\rho = f_v r = 0.115 \times 30 \text{ mm} = 3.45 \text{ mm}$$

以滑块 2 为示力体, 列出力平衡方程式:

$$Q + R_{12} + R_{32} = 0$$

作力多边形,由正弦定理,可得

$$Q/\sin(90^\circ - \varphi_v) = R_{32}/\sin(\alpha + \varphi_v)$$

即

$$R_{32} = Q\sin(\alpha + \varphi_v)/\cos\varphi_v \quad (a)$$

以滑轮 3 为示力体,列出力平衡方程式:

$$R_{13} = P + R_{23} \quad \text{和} \quad PR = R_{23}R + R_{13}\rho$$

解得

$$P = R_{23}(R + \rho)/(R - \rho) \quad (b)$$

因为 $R_{23} = R_{32}$, 所以将式(a)代入式(b),得

$$P = Q \frac{(R + \rho)\sin(\alpha + \varphi_v)}{(R - \rho)\cos\varphi_v} = 1000 \frac{(100 + 3.45)\sin(30^\circ + 6.587^\circ)}{(100 - 3.45)\cos 6.587^\circ} \text{ N} = 642.88 \text{ N}$$

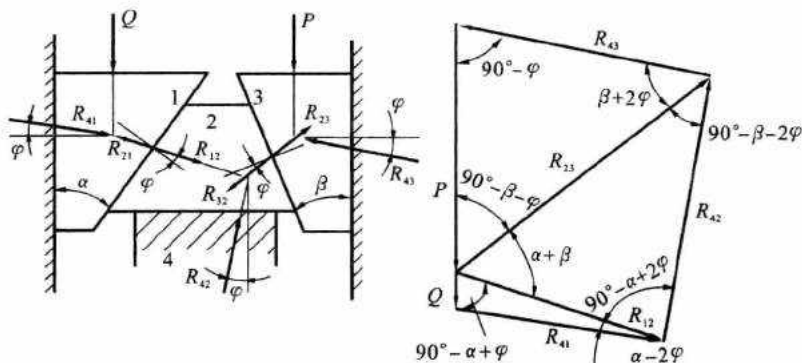
在理想状态下, $f=0, f_v=0$, 故 $\varphi_v=0, \rho=0$, 得

$$P_0 = Q\sin\alpha = (1000\sin 30^\circ) \text{ N} = 500 \text{ N}$$

这样,该机构的效率为

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{(R - \rho)\cos\varphi_v\sin\alpha}{(R + \rho)\sin(\alpha + \varphi_v)} = 77.77\%$$

13-23 解: 当 P 为驱动力时(设为正行程),各支承反力的作用线如题 13-23 图解所示。



题 13-23 图解

滑块 3 的三力平衡方程式为 $P + R_{23} + R_{13} = 0$, 作力三角形得

$$R_{23} = \frac{P\cos\varphi}{\sin(\beta + 2\varphi)} \quad (a)$$

由式(a)可知, R_{23} 不可能为负值, 即滑块 3 不会自锁。

滑块 2 的三力平衡方程式为 $R_{32} + R_{12} + R_{42} = 0$, 由相应的力三角形可得

$$R_{12} = \frac{R_{32}\cos(\beta + 2\varphi)}{\cos(\alpha - 2\varphi)} \quad (b)$$

由式(b)可以看出, 当 $\beta + 2\varphi > 90^\circ$, 即当 $\beta > 90^\circ - 2\varphi$ 时, 阻力 R_{12} 将为负值, 此时滑 2 将处于自锁状态。

滑块 1 的三力平衡方程式为 $Q + R_{41} + R_{21} = 0$, 作力三角形可得

$$Q = \frac{R_{21}\sin(\alpha - 2\varphi)}{\cos\varphi} \quad (c)$$

由式(c)可见, 当 $\alpha < 2\varphi$ 时, Q 为负值, 此时滑块 1 处于自锁状态。

由以上分析可知, 不论是 $\beta > 90^\circ - 2\varphi$ 还是 $\alpha < 2\varphi$, 二者只要有一个条件成立, 整个机构就

自锁。为了使正行程不自锁,则必须使 $\beta < 90^\circ - 2\varphi$ 和 $\alpha > 2\varphi$ 同时得到满足。

当 Q 为驱动力时,为反行程。只要将式(a)、(b)、(c)中的摩擦角 φ 变号,即可导出相应力的关系式。

对于滑块 3,由式(a)可得

$$P = \frac{R_{23} \sin(\beta - 2\varphi)}{\cos\varphi} \quad (\text{a}')$$

当 $\beta < 2\varphi$ 时,阻力 P 变为负值,滑块 3 自锁。

对于滑块 2,由式(b)可得

$$R_{32} = \frac{R_{12} \cos(\alpha + 2\varphi)}{\cos(\beta - 2\varphi)} \quad (\text{b}')$$

当 $\alpha + 2\varphi > 90^\circ$ 时,即当 $\alpha > 90^\circ - 2\varphi$ 时,阻力 R_{32} 将为负值,滑块 2 将自锁。

对于滑块 1,由式(c)可得

$$R_{21} = Q \cos\varphi / \sin(\alpha + 2\varphi) \quad (\text{c}')$$

此式不可能取得负值,因此当 Q 为驱动力时,滑块 1 不会自锁。

综合反行程的讨论可知,只要 $\beta < 2\varphi$ 或 $\alpha > 90^\circ - 2\varphi$ 成立,反行程将自锁。

把正、反两行程的条件加以归纳:

(1) 正行程不自锁,必须同时满足 $\beta < 2\varphi$ 和 $\alpha > 90^\circ - 2\varphi$;

(2) 反行程自锁,应当满足 $\beta < 90^\circ - 2\varphi$ 或 $\alpha > 2\varphi$ 。

由此得知最后结果为:

当 $\varphi \leq 22.5^\circ$ 时,应满足 $\beta < 2\varphi$ 和 $\alpha > 90^\circ - 2\varphi$;

当 $\varphi > 22.5^\circ$ 时,应满足 $\beta < 90^\circ - 2\varphi$ 和 $\alpha > 2\varphi$ 。

反行程的效率为 $\eta' = P/P_0$,其中 P 为实际的工作阻力, P_0 为理想的工作阻力。因此,由式(a')、(b')和(c')逐步代入并化简,得

$$\eta' = \frac{\tan\alpha \tan(\beta - 2\varphi)}{\tan\beta \tan(\alpha + 2\varphi)}$$

13-24 解: 工作机 A 所需的电动机功率为

$$N'_A = \frac{N_A}{\eta_A \eta_2^3 \eta_1^2 \eta_3} = \frac{2}{0.8 \times 0.98^3 \times 0.95^2 \times 0.9} \text{ kW} = 3.27 \text{ kW}$$

工作机 B 所需的电动机功率为

$$N'_B = \frac{N_B}{\eta_B \eta_2^3 \eta_1^2 \eta_3} = \frac{3}{0.7 \times 0.98^3 \times 0.95^2 \times 0.9} \text{ kW} = 5.606 \text{ kW}$$

所以,电动机所需的功率为

$$N_d = N'_A + N'_B = (3.27 + 5.606) \text{ kW} = 8.876 \text{ kW}$$

机组的效率为

$$\eta = \frac{N_A + N_B}{N_d} = \frac{2 + 3}{8.876} = 56.33\%$$

13-25 解: 先分别求矩形导轨(平面接触)和 V 形导轨(槽面接触)处的摩擦力。

设拖板所受的总负荷为 Q ,将 Q 分解成作用在两导轨上的力,即 $Q_1 = Q_2 = Q/2$ 。各导轨所受的摩擦力分别为

$$F_1 = f'Q_1 = \frac{fQ}{2} \quad \text{和} \quad F_2 = f'Q_2 = \frac{fQ}{2\sin 45^\circ}$$

拖板所受的总摩擦力为

$$F = F_1 + F_2 = \left(1 + \frac{1}{\sin 45^\circ}\right) \frac{fQ}{2}$$

该导轨的当量摩擦系数为

$$f_v = \frac{F}{Q} = \left(1 + \frac{1}{\sin 45^\circ}\right) \frac{f}{2} = 0.121$$

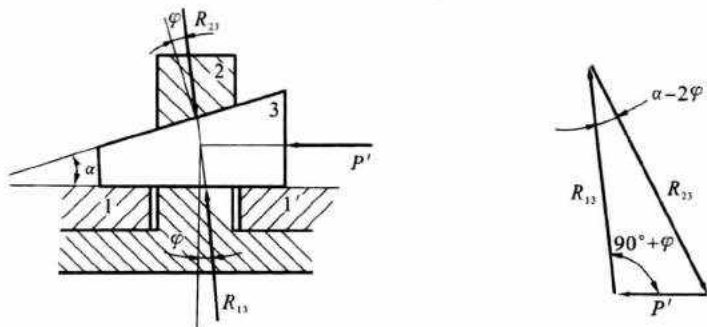
13-26 解： 取楔块 3 为示力体，其受工件 1（及 1'）和夹具 2 作用的总反力 R_{13} 和 R_{23} 以及支持力 P' ，各力方向如题 13-26 图解所示。根据楔块的平衡条件，作力三角形，由正弦定理可得

$$\frac{P'}{\sin(\alpha - 2\varphi)} = \frac{R_{23}}{\sin(90^\circ + \varphi)}$$

即

$$P' = \frac{R_{23} \sin(\alpha - 2\varphi)}{\cos \varphi}$$

若楔块 3 不自动松脱，则应有 $P' \leq 0$ ，即 $\sin(\alpha - 2\varphi) \leq 0$ ，得自锁条件为 $\alpha \leq 2\varphi$ 。



题 13-26 图解

13-27 解：

(1) 总反力 R_{12} , R_{32} , R_{42} 的作用线位置及方向如题 13-27 图解所示，构件 2 的力平衡方程式为

$$R_{12} + R_{32} - R_{42} = 0$$

$$R_{12}(a - \rho) - R_{32}(b + \rho) - R_{42}\rho = 0$$

(2) 由构件 1、3 受力可知， $P = R_{12}$ ， $Q = R_{32}$ ，再将上述两式联立，可得

$$P = \frac{Q(b + 2\rho)}{a - 2\rho}$$

(3) 理想情况下，驱动力 $P_0 = Qb/a$ ，所以该杠杆机构的效率为

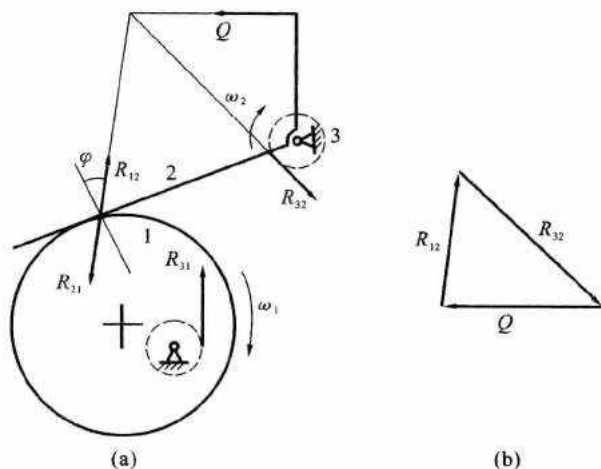
$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{b(a - 2\rho)}{a(b + 2\rho)}$$

13-28 解： 构件 2 所受总反力 R_{12} 和 R_{32} 的作用线位置及方向如图 (a) 所示，其力平衡方程为

$$Q + R_{12} + R_{32} = 0$$

相应的力多边形如图(b)所示。

总反力 R_{31} 的作用线位置及方向如图(a)所示。



题 13-28 图解

13-29 解:

(1) 以滑块 2 为示力体, 有 $P + Q + R_{12} = 0$, 画出力三角形 (见图 13-29 图解), 由正弦定理得

$$\frac{Q}{\sin(90^\circ - \varphi - \alpha - \beta)} = \frac{P}{\sin(90^\circ + \varphi)}$$

即
$$P = \frac{Q \cos \varphi}{\cos(\varphi + \alpha + \beta)}$$

(2) 为使滑块 2 向上滑时不自锁, 应使工作阻力 $Q > 0$, 即

$$Q = \frac{P \cos(\varphi + \alpha + \beta)}{\cos \varphi} > 0$$

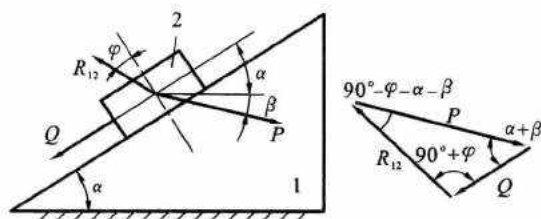
要求 $\cos(\varphi + \alpha + \beta) > 0$, 即 $\varphi + \alpha + \beta < 90^\circ$, $\beta < 90^\circ - \varphi - \alpha = 90^\circ - 10^\circ - 30^\circ = 50^\circ$, 因此, β 角的最大极限值为 50° 。

13-30 解:

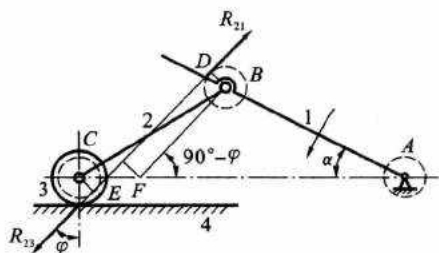
(1) 若不计运动副中的摩擦, 该机构在死点位置时自锁, 此时 $BC \perp AC$, α 角为 $\alpha = \arcsin(l_{BC} / l_{AB})$ 。

(2) 对于高副来讲, 由于滚动摩擦一般较滑动摩擦小得多, 所以在此只考虑滑动摩擦。这样, 若以构件 3 为示力体, 当连杆 2 对滚子 3 的总反力 R_{23} 的作用线与竖直线的夹角小于或等于摩擦角 φ , 即 $\beta \geq 90^\circ - \varphi$ 时, 机构将自锁。其中, $\varphi = \arctan f$ 。

现对自锁的临界状态 (即 $\beta = 90^\circ - \varphi$) 进行分析, 由题 13-30 图解可知



题 13-29 图解



题 13-30 图解

$$\overline{DE} = \sqrt{l_{IK}^2 - 4\rho^2}, \quad \overline{BF} = \overline{DE} - 2\rho \tan\varphi = \sqrt{l_{IK}^2 - 4\rho^2} - 2\rho \tan\varphi$$

由正弦定理可知, $\frac{\overline{BF}}{\sin\alpha} = \frac{l_{AB}}{\sin(90^\circ - \varphi)}$, 即 $\sin\alpha = \frac{\overline{BF} \cos\varphi}{l_{AB}}$, 所以

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\sqrt{l_{IK}^2 - 4\rho^2} - 2\rho \tan\varphi \cos\varphi}{l_{AB}}\right)$$

因此, 综合考虑机构死点位置, 可以得出: 在考虑运动副的摩擦时, 该机构的自锁条件为

$$\alpha = \arcsin \frac{l_{IK}}{l_{AB}} \sim \arcsin\left(\frac{\sqrt{l_{IK}^2 - 4\rho^2} - 2\rho \tan\varphi \cos\varphi}{l_{AB}}\right)$$

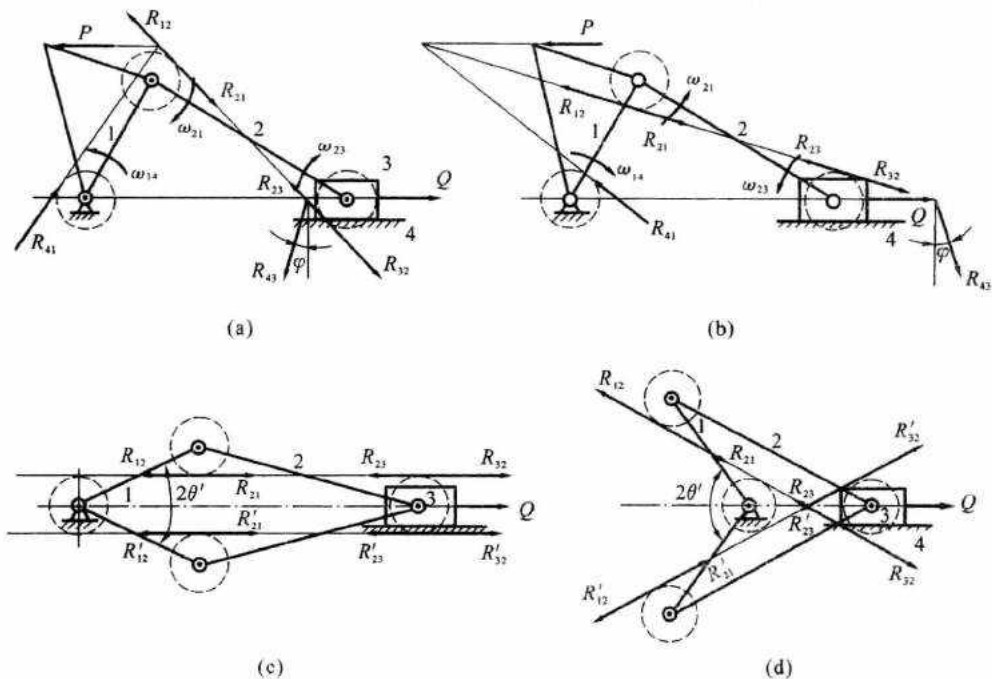
五、图解题

13-31 解:

(1) 在驱动力 P 的作用下, 各运动副中总反力的作用线位置及方向如图(a)所示。

(2) 在 Q 为驱动力时, 各总反力的作用线如图(b)所示。

(3) 在驱动力 Q 的作用下, 该机构在构件 1 的转角小于 2θ (图(c))或 $2\theta'$ (图(d))时自锁。此时, 构件 2 对构件 1 的作用力与构件 1 转动中心的摩擦圆相切或相交。



题 13-31 图解

13-32 解:

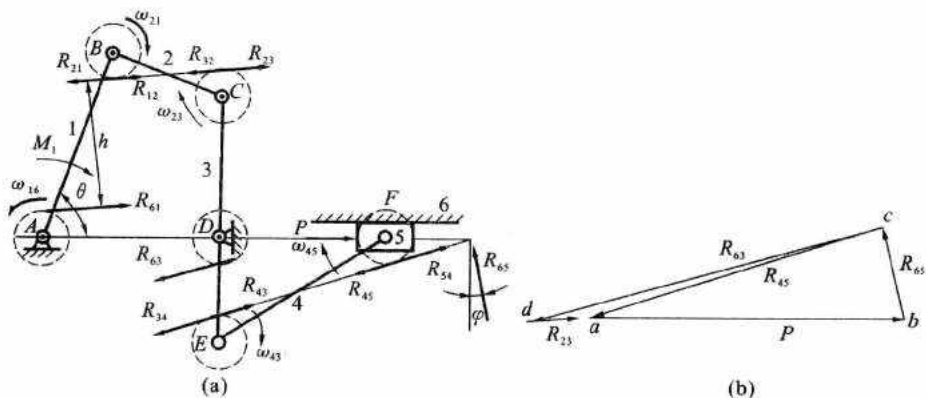
各运动副的总反力作用线如图(a)所示。以构件 5 为示力体, 取力比例尺 μ_F 作力三角形 abc , 如图(b)所示, 得

$$R_{51} = \overline{bc} \cdot \mu_F \quad \text{和} \quad R_{45} = R_{54} = R_{34} = R_{43} = \overline{ac} \cdot \mu_F$$

再以构件 3 为示力体, 作力三角形 acd , 得

$$R_{53} = \overline{cd} \cdot \mu_F \quad \text{和} \quad R_{23} = R_{32} = R_{12} = R_{21} = R_{51} = \overline{ad} \cdot \mu_F$$

设机构运动简图的长度比例尺为 μ_l , 则作用在杆 AB 上的平衡力矩为



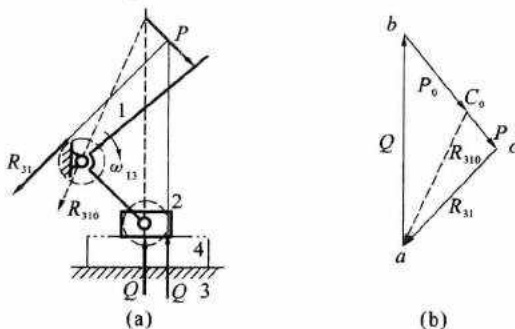
题 13-32 图解

$$M_1 = R_{21} \cdot h \cdot \mu_l = \overline{ad} \cdot \mu_F \cdot h \cdot \mu_l \quad (\text{顺时针方向})$$

13-33 解:

(1) 构件 1 所受之力的作用线如图(a)所示。取力比例尺 $\mu_F = 2.5 \text{ N/mm}$ 作力三角形 abc , 如图(b)所示, 得

$$P = \overline{bc} \cdot \mu_F = 27.5 \times 2.5 \text{ N} = 68.75 \text{ N}$$



题 13-33 图解

(2) 理想状态下, 构件 1 所受之力的作用线如图(b)中的虚线所示, 作力三角形 abc_0 , 得

$$P_0 = \overline{bc_0} \cdot \mu_F = 18 \times 2.5 \text{ N} = 45 \text{ N}$$

所以, 机构在图示位置的效率为

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{45}{68.75} = 65.5\%$$

13-34 解:

(1) 取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$, 作机构运动简图, 构件 2, 3, 4 的受力情况如图(a)所示。

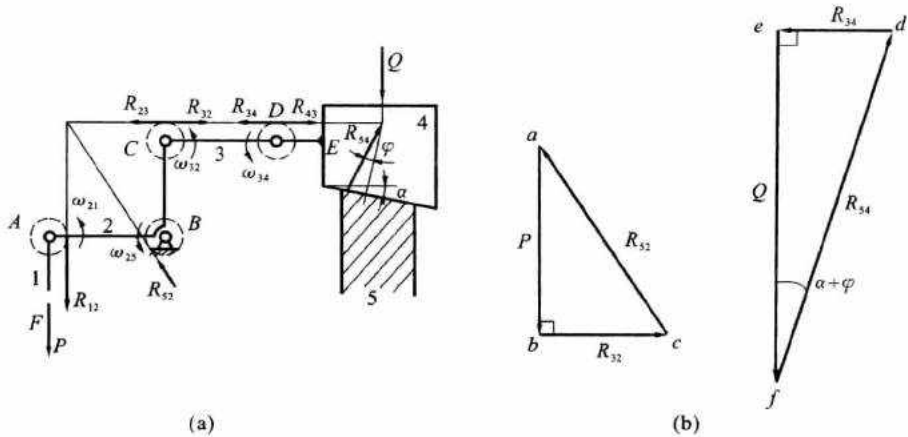
(2) 以构件 2 为示力体, 得 $\mathbf{R}_{12} + \mathbf{R}_{52} + \mathbf{R}_{32} = \mathbf{0}$, 其中 $\mathbf{R}_{12} = \mathbf{P}$, 取力比例尺 $\mu_F = 1.0 \text{ N/mm}$ 作力三角形 abc , 得

$$R_{32} = \overline{bc} \cdot \mu_F = (17.5 \times 1) \text{ N} = 17.5 \text{ N}$$

以构件 4 为示力体, 有 $\mathbf{Q} + \mathbf{R}_{34} + \mathbf{R}_{34} = \mathbf{0}$, 其中 $R_{34} = R_{32} = 17.5 \text{ N}$, 以相同的力比例尺作力三角形 edf , 得

$$Q = \overline{ef} \cdot \mu_F = 55 \times 1 = 55 \text{ N}$$

(3) 在正行程时, R_{34} 为驱动力, 根据正弦定理, 有



题 13-34 图解

$$\frac{R_{34}}{\sin(\alpha + \varphi)} = \frac{Q}{\sin(90^\circ - \alpha - \varphi)}$$

即

$$R_{34} = \frac{Q \sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\alpha + \varphi)} = Q \tan(\alpha + \varphi)$$

反行程时, $R'_{34} = Q \tan(\alpha - \varphi)$, 令 $R'_{34} \leq 0$, 得斜面 4 反行程时的自锁条件为 $\alpha \leq \varphi$ 。

13-35 解:

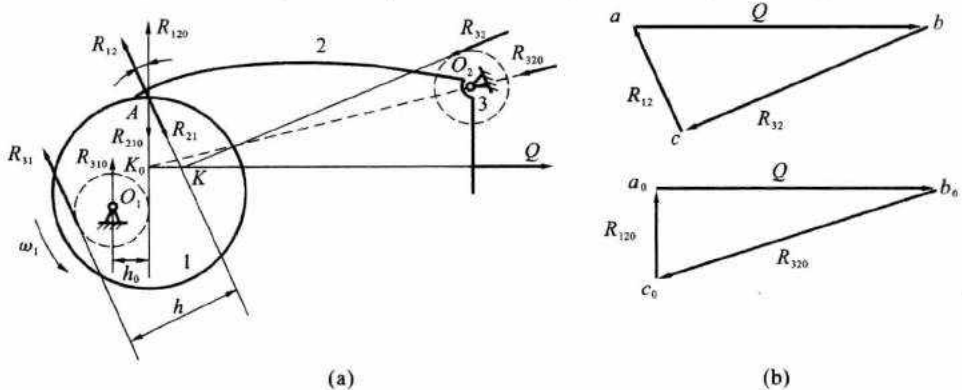
(1) 各运动副中的总反力作用线位置与方向如图(a)所示, 以构件 2 为示力体, 作力三角形 abc , 即可求出各运动副中的反力。

(2) 需加在凸轮轴上的平衡力偶矩为 $M_b = R_{12} \cdot h \cdot \mu_l$, 由图可得 $R_{12} = \overline{ac} \cdot \mu_F$, 所以

$$M_b = \overline{ac} \cdot \mu_F \cdot h \cdot \mu_l \quad (\text{逆时针方向})$$

(3) 理想情况下, 各运动副的总反力作用线如图(a)所示, 作力三角形 $a_0 b_0 c_0$, 求得

$$R_{120} = \overline{a_0 c_0} \cdot \mu_F, \quad M_{b_0} = R_{120} \cdot h_0 \cdot \mu_l = \overline{a_0 c_0} \cdot \mu_F \cdot h_0 \cdot \mu_l$$



题 13-35 图解

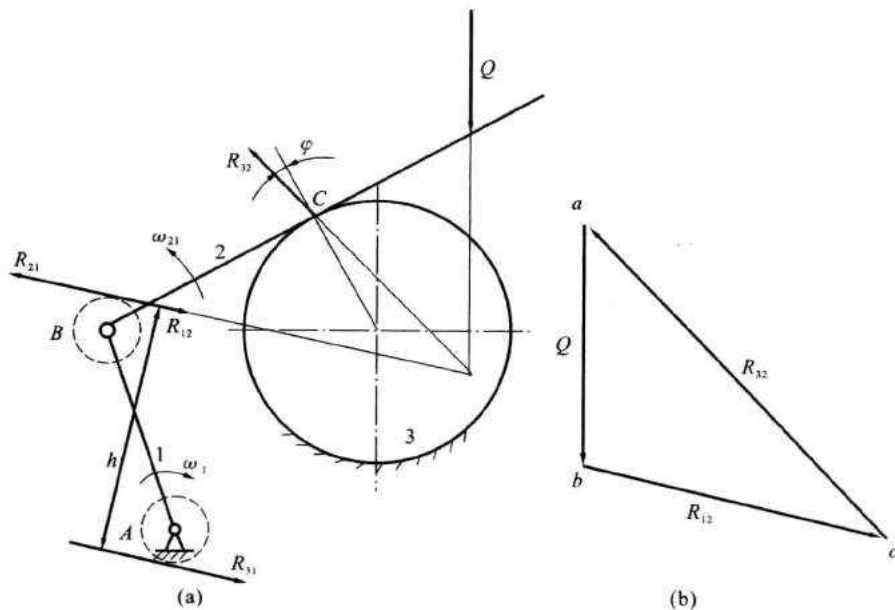
所以, 机构的效率为

$$\eta = \frac{M_{b_0}}{M_b} = \frac{\overline{a_0 c_0} \cdot h_0}{\overline{ac} \cdot h}$$

13-36 解: 各运动副中的总反力作用线位置与方向如图(a)所示。构件 2 的力平衡方程为

$$Q + R_{32} + R_{12} = 0$$

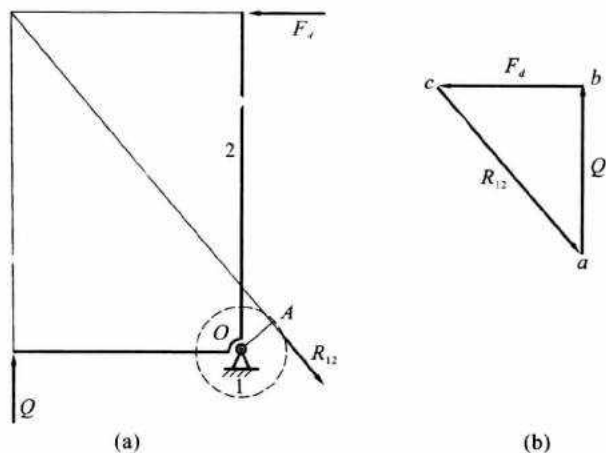
力多边形如图(b)所示。



题 13-36 图解

13-37 解:

(1) 取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作机构运动简图, 取力比例尺 $\mu_F = 4.0 \text{ N/mm}$ 作力三角形, 得



题 13-37 图解

$$R_{12} = \overline{ac} \cdot \mu_F = 39 \times 4 \text{ N} = 156 \text{ N} \quad (\text{方向如图所示})$$

(2) 摩擦圆半径 $\rho = \overline{AC} \cdot \mu_l = 8 \times 1 \text{ mm} = 8 \text{ mm}$, R_{12} 的作用线位置及方向如图所示。

13-38 解: 各运动副中的总反力作用线位置与方向如图(a)所示。以构件 3 为示力体, 有

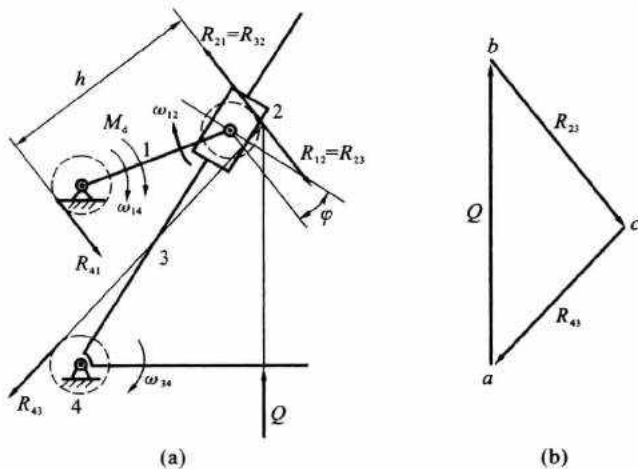
$$Q + R_{23} + R_{43} = 0$$

按力比例尺 $\mu_F = 20 \text{ N/mm}$ 作力三角形, 得

$$R_{21} = R_{23} = \overline{bc} \cdot \mu_F = 35 \times 20 \text{ N} = 700 \text{ N}$$

故原动件 1 所需的驱动力矩为

$$M_d = R_{21} \cdot h \cdot \mu_l = 700 \times 33 \times 0.005 \text{ N} \cdot \text{m} = 115.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (\text{顺时针方向})$$



题 13-38 图解

第14章 凸轮机构

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

14-1 B 14-2 A 14-3 C 14-4 D 14-5 B 14-6 A

二、填空题

14-7 等速运动规律;等加速、等减速运动规律;余弦加速度运动规律;正弦加速度运动规律;五次多项式运动规律

14-8 凸轮回转中心;凸轮理论廓线

14-9 零

14-10 等速运动规律;等加速、等减速运动规律;余弦加速度;正弦加速度

14-11 满足机器工作的需要;考虑机器工作的平稳性;考虑凸轮实际廓线便于加工

14-12 增大基圆半径;减小滚子半径

14-13 增大基圆半径

14-14 增大基圆半径,采用合理的偏置方位

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

14-28 解:

(1) 由于等速运动规律的位移方程为 $s = h\delta/\delta_0$, 所以

当 $\delta = 0 \sim \pi/2$ 时, 各点的速度相同, 均为

$$v = \frac{h\omega}{\delta_0} = \frac{50 \times 10}{(\pi/2)} \text{ mm/s} = 318.310 \text{ mm/s}$$

当 $\delta = 0$ 和 $\pi/2$ 时, 加速度分别为正、负无穷大。

(2) 等加速、等减速运动规律:

由于

$$s = \begin{cases} 2h \frac{\delta^2}{\delta_0^2}, & 0 \leq \delta \leq \pi/4 \\ h - 2h \frac{(\delta_0 - \delta)^2}{\delta_0^2}, & \pi/4 < \delta \leq \pi/2 \end{cases}$$

所以, 当 $\delta = \pi/4$ 时,

$$v_{\max} = 4h\omega \frac{\delta}{\delta_0^2} = 4 \times 50 \times 10 \times \frac{(\pi/4)}{(\pi/2)^2} \text{ mm/s} = 636.620 \text{ mm/s}$$

当 $\delta = 0 \sim \pi/2$ 时,

$$|a_{\max}| = 4h \frac{\omega^2}{\delta_0^2} = 4 \times 50 \times \frac{10^2}{(\pi/2)^2} \text{ mm/s} = 8105.695 \text{ mm/s}$$

(3) 余弦加速度运动规律:

$$\text{由于 } s = \frac{h}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{\delta_0} \delta\right) \right) = 25(1 - \cos(2\delta)) \quad (\delta_0 = \pi/2, h = 50 \text{ mm})$$

$$v = ds/dt = 50\omega \sin(2\delta)$$

$$a = dv/dt = 100\omega^2 \cos(2\delta)$$

$$da/d\delta = -200\omega^2 \sin(2\delta)$$

所以, 令 $a = dv/dt = 0$, 可得, 当 $\delta = \pi/4$ 时,

$$v_{\max} = 50\omega = (50 \times 10) \text{ mm/s} = 500 \text{ mm/s}$$

令 $da/d\delta = 0$, 可得, 当 $\delta = 0$ 或 $\pi/2$ 时,

$$|a_{\max}| = 100\omega^2 = (100 \times 10^2) \text{ mm/s}^2 = 10^4 \text{ mm/s}^2$$

(4) 正弦加速度运动规律:

由于 $s = h \left[\frac{\delta}{\delta_0} - \frac{\sin(2\pi\delta/\delta_0)}{2\pi} \right]$, 且 $\delta_0 = \pi/2$, 所以

$$v = ds/dt = \frac{h\omega}{\delta_0} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi}{\delta_0} \delta\right) \right] = \frac{h\omega}{\delta_0} [1 - \cos(4\delta)]$$

$$a = dv/dt = \frac{4h\omega^2}{\delta_0} \sin(4\delta)$$

$$da/d\delta = \frac{16h\omega^3}{\delta_0} \cos(4\delta)$$

所以, 令 $a = dv/dt = 0$, 可得, 当 $\delta = \pi/4$ 时,

$$v_{\max} = 2h \frac{\omega}{\delta_0} = 2 \times 50 \times \frac{10}{\pi/2} \text{ mm/s} = 636.620 \text{ mm/s}$$

令 $da/d\delta = 0$, 可得, 当 $\delta = \pi/8$ 或 $3\pi/8$ 时,

$$a_{\max} = 4h \frac{\omega^2}{\delta_0} = 4 \times 50 \times \frac{10^2}{\pi/2} \text{ mm/s}^2 = 12732.395 \text{ mm/s}^2$$

14-29 解: 如题 14-29 图解所示, 在 B、C 处有速度突变, 故在 B、C 处存在刚性冲击; 在 O、A、D、E 处有加速度突变, 故在 O、A、D、E 处存在柔性冲击。

14-30 解:

(1) 如图所示;

(2) 等速运动规律, 有刚性冲击;

(3) 只适用于低速情况。

14-31 解:

(1) $r_0 = 10 \text{ mm}$, $h = 2 \overline{AO} = 40 \text{ mm}$ 。

(2) 推程运动角 $\delta_0 = 180^\circ$, 回程运动角 $\delta'_0 = 180^\circ$, 远休止角 $\delta_{01} = 0^\circ$, 远休止角 $\delta_{02} = 0^\circ$ 。

(3) 由于平底垂直于导路方向线的平底推杆, 凸轮机构的压力角恒等于零, 所以 $\alpha_{\max} = \alpha_{\min} = 0^\circ$ 。

(4) 如图所示, 取 AO 连线与水平线的夹角为凸轮的转角 δ , 则:

推杆的位移方程为

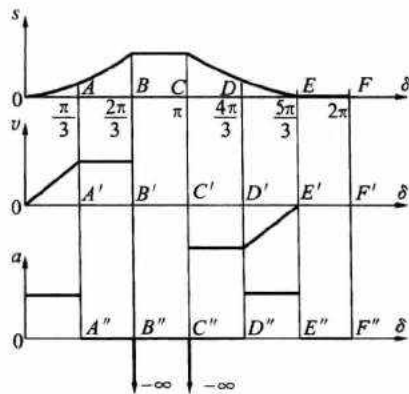
$$s = \overline{AO} + \overline{AO} \sin \delta = 20(1 + \sin \delta)$$

推杆的速度方程为

$$v = 20\omega \cos \delta$$

推杆的加速度方程为

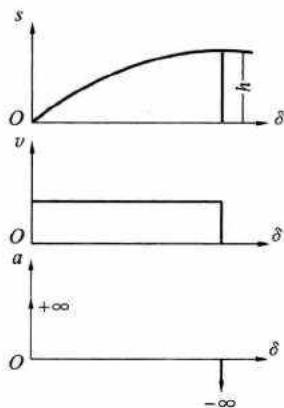
$$a = -20\omega^2 \sin \delta$$



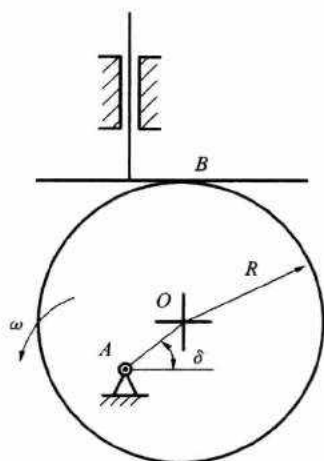
题 14-29 图解

(5) 当 $\omega = 10 \text{ rad/s}$, AO 处于水平位置时, $\delta = 0^\circ$ 或 180° , 所以推杆的速度为

$$v = (20 \times 10 \cos \delta) \text{ mm/s} = \pm 200 \text{ mm/s}$$



题 14-30 图解



题 14-31 图解

14-32 解: 是合理偏置, 因为可使推程段的压力角减小。当以 $r_T = 8 \text{ mm}$ 求作凸轮的实际廓线时, 因为理论廓线的最小曲率半径 $\rho_{\min} = 6 \text{ mm}$, 所以凸轮的实际廓线会出现交叉现象, 可采用减小滚子半径 r_T 或增大基圆半径 r_0 的方法来改进。

14-33 解:

(1) 由渐开线的性质可知, 导路的方向线即为渐开线在 B 点的法线; 又由三心定理可知, 导路方向线与基圆的切点即为凸轮与推杆的瞬心, 所以推杆的速度为

$$v_B = \omega r_0 \quad (\text{方向朝上})$$

(2) 假设推杆与凸轮在 A 点接触时凸轮的转角 δ 为零, 则推杆的运动规律为

$$s = vt = \omega r_0 \cdot \frac{\delta}{\omega} = r_0 \delta$$

(3) 因为导路方向线与接触点的公法线重合, 所以压力角 $\alpha = 0^\circ$ 。

(4) 有冲击, 是刚性冲击。

14-34 解: 压力角的计算公式为

$$\alpha = \arctan \frac{ds/d\delta}{r_0 + s}$$

式中, $s = h\delta/\delta_0 = 40\delta/\pi$, $ds/d\delta = 40/\pi$ 。所以,

$$\text{当 } \delta = 0^\circ \text{ 时, 有 } \alpha = \arctan \frac{40/\pi}{20 + (40/\pi) \times 0} = 32.8^\circ$$

$$\text{当 } \delta = 60^\circ \text{ 时, 有 } \alpha = \arctan \frac{40/\pi}{20 + (40/\pi) \times \pi/3} = 20.9^\circ$$

$$\text{当 } \delta = 120^\circ \text{ 时, 有 } \alpha = \arctan \frac{40/\pi}{20 + (40/\pi) \times 2\pi/3} = 15.26^\circ$$

$$\text{当 } \delta = 180^\circ \text{ 时, 有 } \alpha = \arctan \frac{40/\pi}{20 + (40/\pi) \times \pi} = 11.98^\circ$$

14-35 解: 基圆半径的计算公式为

$$r_0 = \frac{ds/d\delta}{\tan[\alpha]} - s = \frac{v}{\omega \tan[\alpha]} - s$$

推程段：由于是等速运动规律，速度 v 等于常数，当 $\delta=0^\circ$ 时，有 $s_{\min}=0$ ，故有

$$r_0 = \frac{v}{\omega \tan[\alpha]} - s = \left[\frac{30/t}{(\pi/t) \tan 30^\circ} - 0 \right] \text{mm} = 16.54 \text{mm}$$

回程段：由于是等加速、等减速运动规律，当 $\delta=\delta'_0/2$ 时，有

$$v_{\max} = \frac{4h\omega}{(\delta'_0)^2} \delta = \frac{4h\omega}{(\pi/2)^2} (\pi/4) = \frac{4h\omega}{\pi}$$

此时 $s=h/2$ ，故有

$$r_0 = \frac{v}{\omega \tan[\alpha']} - s = \frac{4h\omega}{\pi\omega \tan[\alpha']} - s = \frac{4 \times 30}{\pi \tan 60^\circ} - 15 \text{mm} = 7.05 \text{mm}$$

比较推程、回程段的最大基圆半径，最后取凸轮的基圆半径为 $r_0=16.54 \text{mm}$ 。

14-36 解：

(1) 计算等速运动规律时的 α_{\max} 。

为使推程获得较小的压力角，导路采用正偏置，压力角的计算公式为

$$\alpha = \arctan \frac{ds/d\delta - e}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + s}} \quad (\text{a})$$

推程为等速运动规律时， $ds/d\delta=h/\delta_0$ 为常数，由式(a)可知， $s=0$ 时， $\alpha=\alpha_{\max}$ ，即

$$\alpha_{\max} = \arctan \frac{h/\delta_0 - e}{\sqrt{r_0^2 - e^2}} = \arctan \frac{20/(\pi/4) - 20}{\sqrt{50^2 - 20^2}} = 6^\circ 48'$$

(2) 近似计算 α_{\max} 。

依题意，假定 α_{\max} 发生在 $v=v_{\max}$ 的位置，即 $ds/d\delta=(ds/d\delta)_{\max}$ 时。这时，相应的 $\delta=\delta_0/2$ ， $s=h/2$ ，因此，式(a)可写为

$$\alpha_{\max} = \arctan \frac{(ds/d\delta) - e}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + h/2}} \quad (\text{b})$$

① 等加速、等减速运动：

$$\begin{aligned} \left(\frac{ds}{d\delta}\right)_{\max} &= 2 \frac{h}{\delta_0} = 2 \times \frac{20}{\pi/4} \text{mm} = 50.93 \text{mm} \\ \sqrt{r_0^2 - e^2 + h/2} &= (\sqrt{50^2 - 20^2} + 20/2) \text{mm} = 55.8 \text{mm} \end{aligned}$$

代入式(b)解得

$$\alpha_{\max} = 29^\circ$$

② 简谐运动：

$$\begin{aligned} \left(\frac{ds}{d\delta}\right)_{\max} &= \pi \frac{h}{2\delta_0} = \left[\pi \times \frac{20}{\pi/2}\right] \text{mm} = 40 \text{mm} \\ \sqrt{r_0^2 - e^2 + h/2} &= 55.8 \text{mm} \end{aligned}$$

代入式(b)解得

$$\alpha_{\max} = 19^\circ 43'$$

③ 摆线运动规律：

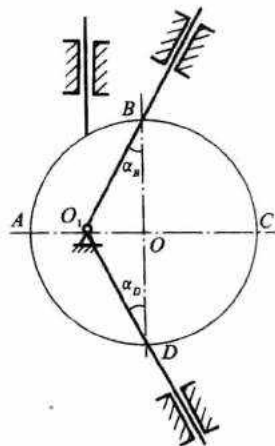
计算从略，其最大压力角与等加速、等减速运动相同，即 $\alpha_{\max}=29^\circ$ 。

14-37 解：

(1) 由图可知，B、D 两点的压力角为

$$\alpha_B = \alpha_D = \arctan[\overline{O_1O}/\overline{OB}] = \arctan 0.5 = 26.565^\circ$$

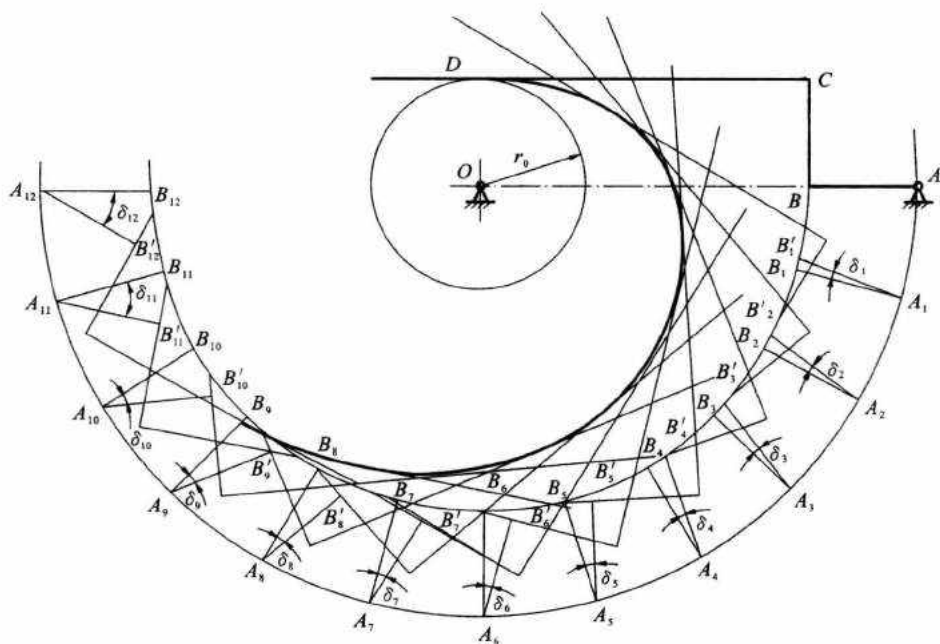
(2) 行程 $h=2\overline{O_1O}=(2 \times 30) \text{mm}=60 \text{mm}$



题 14-37 图解

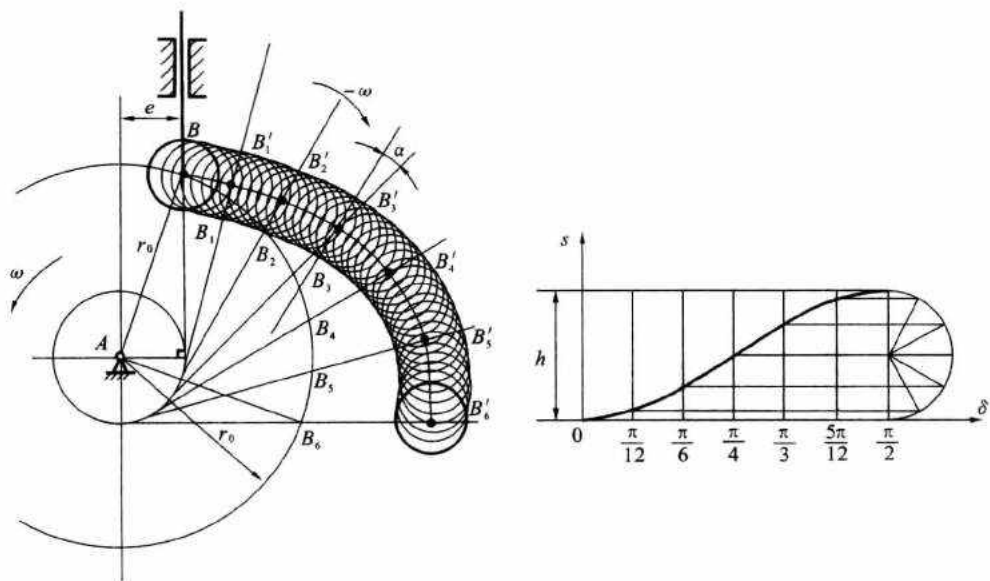
五、图解题

14-38 解： 将推程角 12 等分，由推程段的角位移方程 $\varphi = 30^\circ \delta / 180^\circ = \delta / 6$ ，可得各等分点推杆的角位移值 φ 。取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作图，凸轮廓线如图所示。



题 14-38 图解

14-39 解：



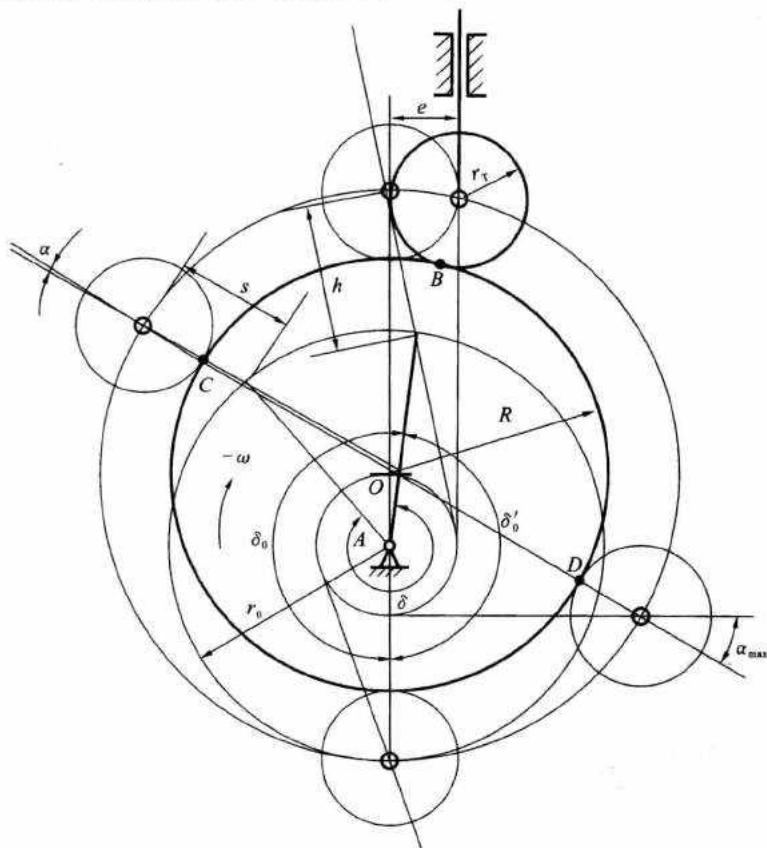
题 14-39 图解

- (1) 逆时针方向,使凸轮机构为正偏置,减小推程段凸轮机构的压力角;
 (2) 将圆弧顶推杆视为滚子推杆,取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作图,凸轮廓线如图所示;

(3) 如图所示,当 $\delta = 45^\circ$ 时, $\alpha = 14.5^\circ$ 。

14-40 解: 取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作图,得:

- (1) 推杆的行程 $h = 20.5 \text{ mm}$,基圆半径 $r_0 = 30 \text{ mm}$;
 (2) 推程运动角 $\delta_0 = 187^\circ$,回程运动角 $\delta'_0 = 173^\circ$,近休止角 $\delta_{01} = 0^\circ$,远休止角 $\delta_{02} = 0^\circ$;
 (3) 当滚子与凸轮廓线在 D 点接触时,压力角最大,其值为 $\alpha_{\max} = 30^\circ$;
 (4) 从 B 点接触到 C 点接触时,凸轮所转过的角度为 $\delta = 313^\circ$,推杆的位移为 $s = 17 \text{ mm}$;
 (5) 在 C 点接触时凸轮机构的压力角为 $\alpha_c = 2^\circ$ 。



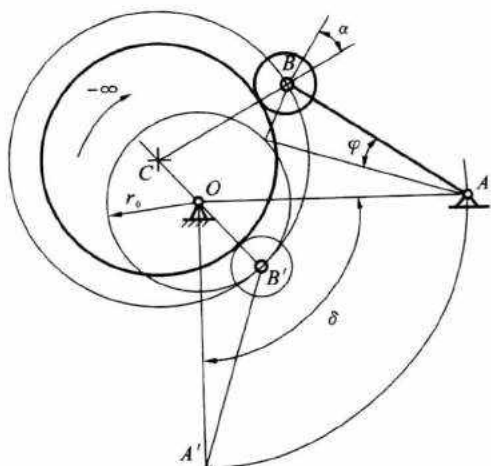
题 14-40 直动推杆凸轮机构设计

14-41 解: 取长度比例尺 $\mu_l = 0.002 \text{ m/mm}$ 作图,得:

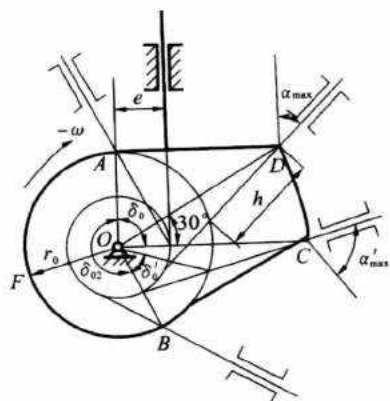
- (1) 图示位置凸轮机构的压力角为 $\alpha = 27.5^\circ$,基圆半径为 $r_0 = 2 \times 15 = 30 \text{ mm}$;
 (2) 推杆由最低位置摆到图示位置时所转过的角度为 $\varphi = 17^\circ$,相应的凸轮转角为 $\delta = 90^\circ$ 。

14-42 解: 取长度比例尺 $\mu_l = 0.001 \text{ m/mm}$ 作图,得:

- (1) 推杆的升程 $h = 27 \text{ mm}$,推程运动角 $\delta_0 = 79^\circ$,回程运动角 $\delta'_0 = 44^\circ$,远休止角 $\delta_{02} = 208^\circ$;
 (2) 推程段最大压力角出现在 D 点,其值为 $\alpha_{\max} = 44^\circ$;
 (3) 回程段最大压力角出现在 C 点,其值为 $\alpha'_{\max} = 71^\circ$ 。



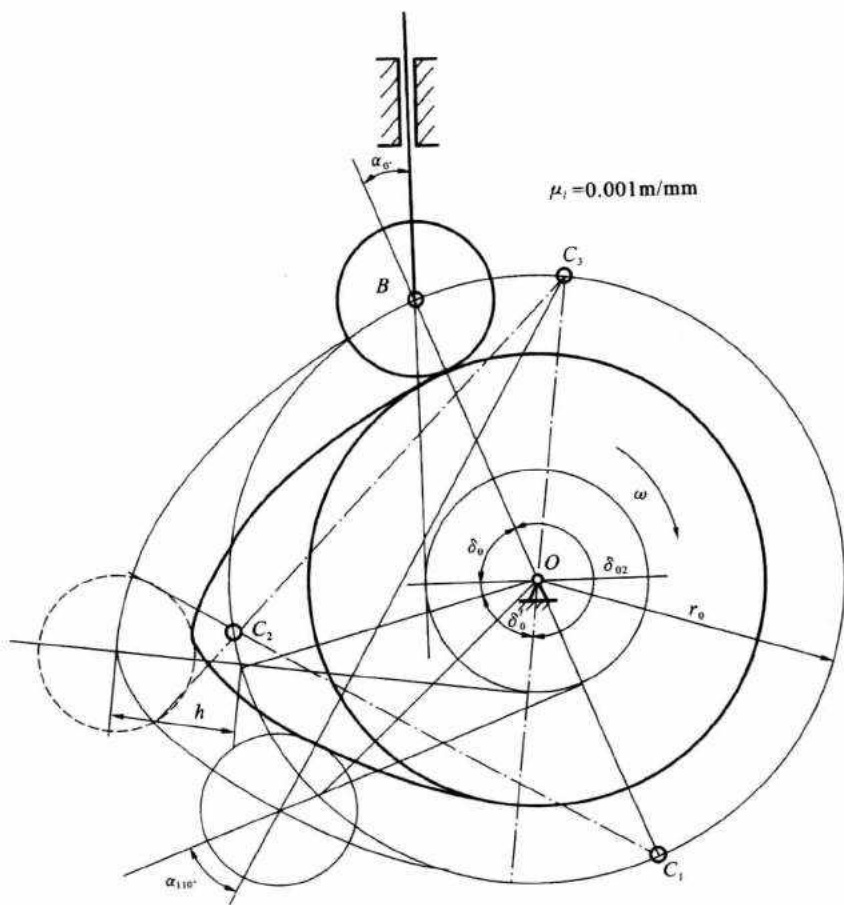
题 14-41 凸轮基本尺寸及性能分析



题 14-42 求最大压力角位置

14-43 解: 如图所示。

(1) 基圆半径 $r_0 = 39 \text{ mm}$, 推杆的升程 $h = 17 \text{ mm}$;



题 14-43 凸轮基本尺寸与性能分析

(2) 推程运动角 $\delta_0 = 83.5^\circ$, 回程运动角 $\delta'_0 = 68.5^\circ$, 近休止角 $\delta_{01} = 0^\circ$, 远休止角 $\delta_{02} = 208^\circ$;

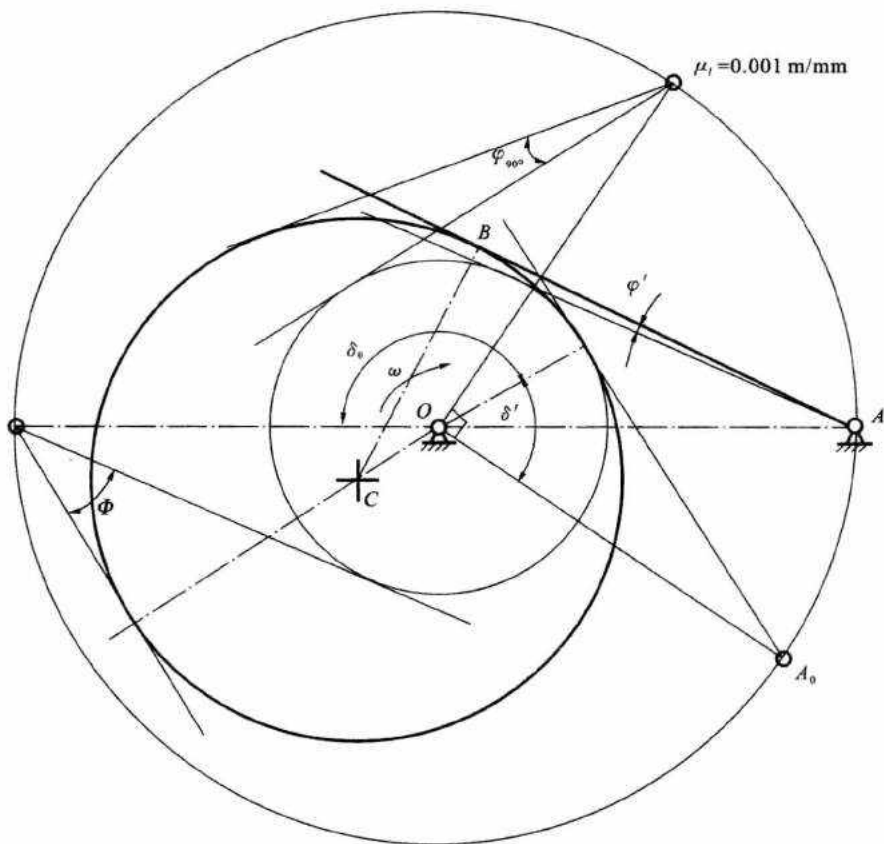
(3) 凸轮在初始位置及回转 110° 时, 凸轮机构的压力角分别为 $\alpha_0 = 22^\circ$ 和 $\alpha_{110^\circ} = 39^\circ$ 。

14-44 解:

(1) 凸轮从初始位置到达图示位置时的转角 $\delta' = 33^\circ$, 推杆的角位移 $\varphi' = 2^\circ$;

(2) 推杆的最大角位移 $\Phi = 36.5^\circ$, 凸轮的推程运动角 $\delta_0 = 216^\circ$;

(3) 凸轮从初始位置回转 90° 时, 推杆的角位移 $\varphi_{90^\circ} = 12^\circ$ 。



题 14-44 凸轮运动特性分析

14-45 解: 如图所示。

14-46 解: 取长度比例尺 $\mu_l = 0.002 \text{ m/mm}$ 作图, 求得凸轮廓线如图所示。

14-47 解: 由于推杆的最大摆角为 $\Phi = 30^\circ$, 推程角和回程角相等, 而且 $\delta_0 = \delta'_0 = 180^\circ$, 所以, 推程段的角位移方程可写为

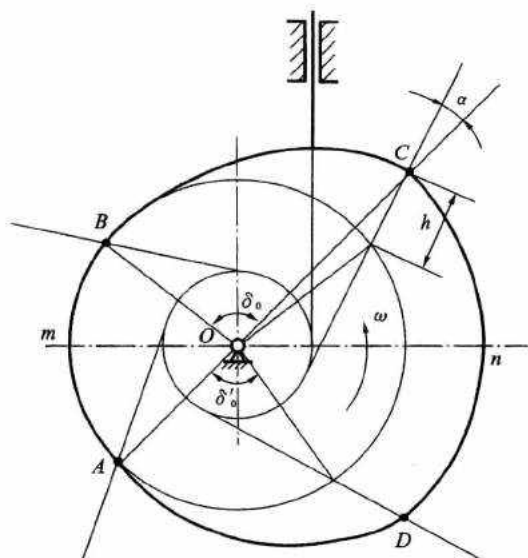
$$\varphi = \frac{\Phi}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\delta_0} \delta \right) = 15^\circ (1 - \cos \delta)$$

将推程角取 6 等分, 由上式求出各等分点推杆的摆角 φ ; 同样可求出回程段各分点推杆的角位移。

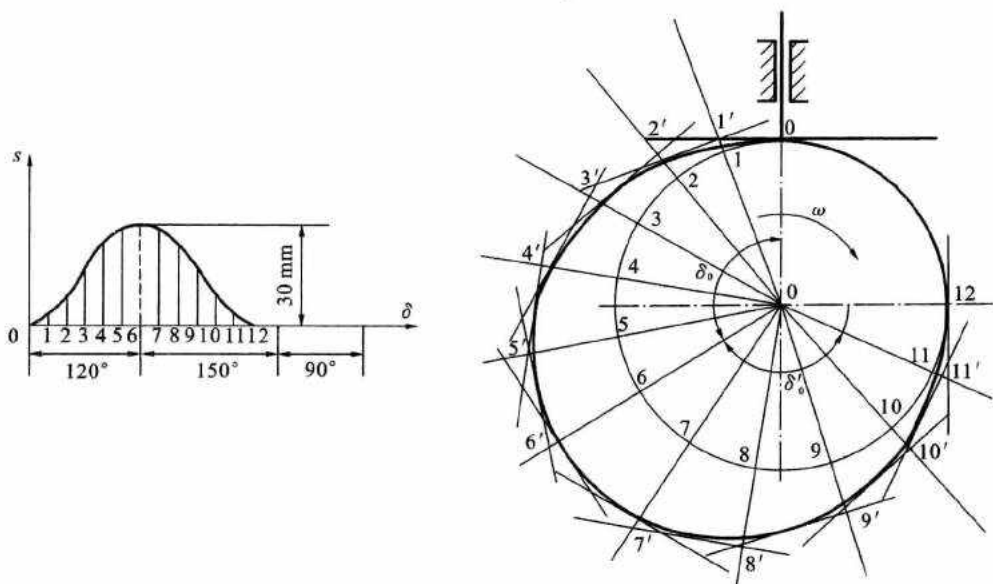
取长度比例尺 $\mu_l = 0.002 \text{ m/mm}$ 作图, 凸轮廓线如图所示。

14-48 解: 将基圆取 12 等分, 通过作图求解, 得到推杆的位移曲线如图所示。

14-49 解:



题 14-45 压力角的图解



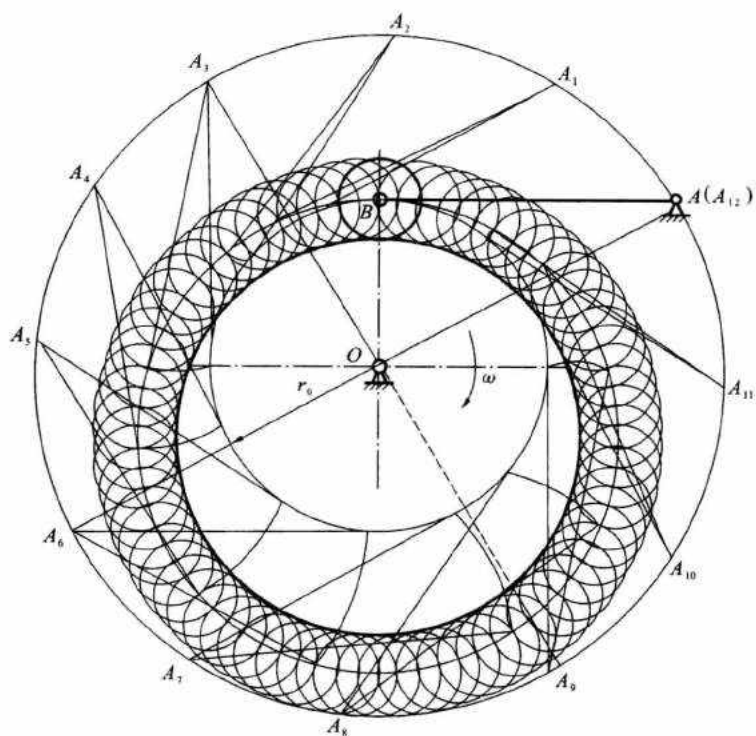
题 14-46 平底推杆齿轮机构设计

- (1) 基圆半径的表达式为 $r_0 = R + r_T$;
- (2) 图示位置时凸轮的转角 δ 、推杆位移 s 、机构的压力角 α 如图所示。

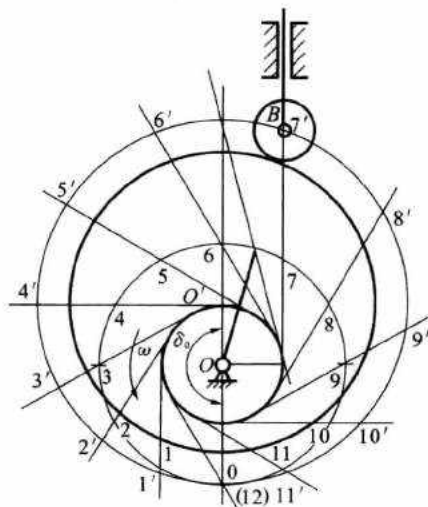
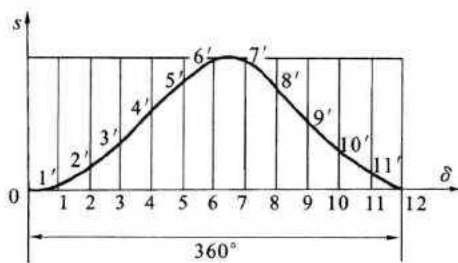
14-50 解:

- (1) 基圆半径、在图示位置时推杆的位移 s 、凸轮转角 δ 以及传动角 γ 如图所示。

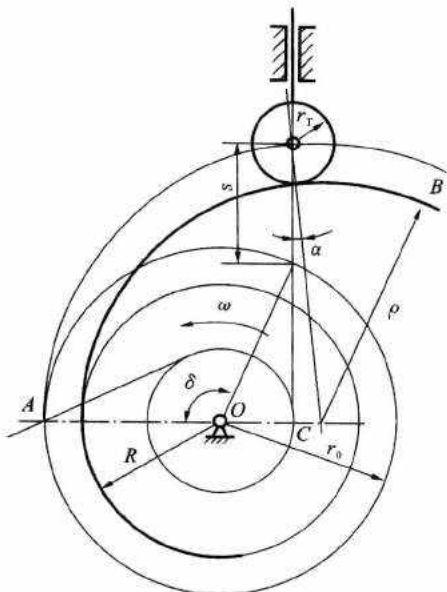
(2) 建立直角坐标系,由瞬心法可知 P 点为凸轮与推杆的瞬心,而且 $\overline{OP} = ds/d\delta$ 。由图可知 B 点的坐标为



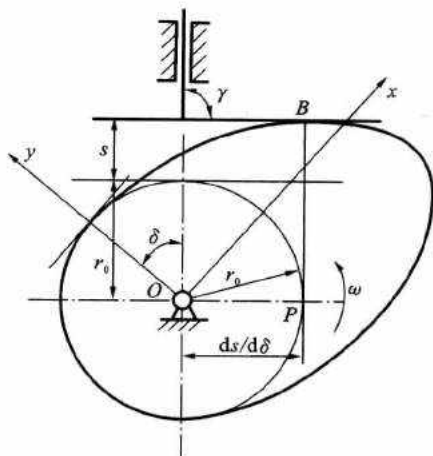
题 14-47 滚子推杆凸轮机构设计



题 14-48 反求运动规律



题 14-49 凸轮基本尺寸及压力角



题 14-50 凸轮机构运动特性分析

$$x = (r_0 + s) \sin \delta + (ds/d\delta) \cos \delta$$

$$y = (r_0 + s) \cos \delta - (ds/d\delta) \sin \delta$$

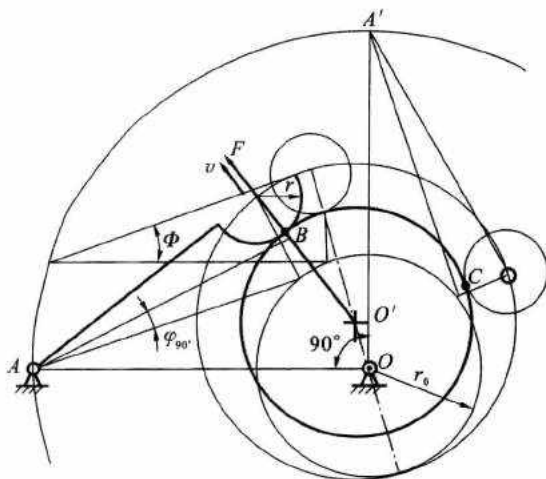
又由于 $v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\delta} \frac{d\delta}{dt} = \omega \frac{ds}{d\delta}$, 而 $s = s(\delta)$, $v = v(\delta)$, 所以, 凸轮廓线的方程为

$$x = (r_0 + s) \sin \delta + (v(\delta)/\omega) \cos \delta$$

$$y = (r_0 + s) \cos \delta - (v(\delta)/\omega) \sin \delta$$

14-51 解:

- (1) 推杆与凸轮的接触点为 C 及 B;
- (2) 推杆摆动的角度 φ_{90° 如图所示;
- (3) 凸轮机构的压力角 $\alpha \approx 0^\circ$.



题 14-51 压力角及运动特点分析

第15章 齿轮机构

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 15-1 A 15-2 B 15-3 C 15-4 D 15-5 A 15-6 B
15-7 C 15-8 D 15-9 A 15-10 B 15-11 C 15-12 D
15-13 A 15-14 B 15-15 C 15-16 D

二、填空题

- 15-17 愈大
15-18 保证定传动比,齿廓间的正压力方向不变,具有可分性
15-19 中;分度
15-20 相等
15-21 分度
15-22 节;分度
15-23 增大;减小
15-24 负
15-25 相同
15-26 $m_{n1} = m_{n2} = m, \alpha_{n1} = \alpha_{n2} = \alpha, \beta_1 = -\beta_2$
15-27 轴;端
15-28 大端

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

15-41 解:

- (1) $\rho_k = 41.533 \text{ mm}, \alpha_k = 39.715^\circ, \theta_k = 0.1375(\text{弧度});$
(2) $\alpha_k = 51^\circ 10', r_k = 79.738 \text{ mm}, \rho_k = 62.113 \text{ mm}。$

15-42 解:

- (1) $\theta_k = 0.1065(\text{弧度}), \theta'_k = 0.277(\text{弧度});$ (2) $\widehat{kk''} = 9.205 \text{ mm}。$

15-43 解:

- (1) $m = 8 \text{ mm};$ (2) $\alpha = 25^\circ;$ (3) $h_a^* = 1, c^* = 0.25。$

15-44 解:

- (1) $m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ;$ (2) $m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ;$ (3) $m = 5 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ;$ (4) $m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ。$ 由正确啮合条件与传动比条件可知:齿轮(1)及齿轮(4)符合要求。

15-45 解:

(1) $s_a = 6.82 \text{ mm}, s_b = 17.27 \text{ mm};$ (2) $e_a = 28.087 \text{ mm}, e_b = 12.25 \text{ mm}。$

15-46 解:

$\alpha_b = 0^\circ, \rho_b = 0 \text{ mm}; \alpha_a = 26.499^\circ, \rho_a = 46.85 \text{ mm}。$

15-47 解:

(1) $p_1 = p_2 = 7.85 \text{ mm};$ (2) $p_{b1} = p_{b2} = 7.38 \text{ mm};$ (3) $\rho_1 = 8.98 \text{ mm}, \rho_2 = 26.08 \text{ mm}。$

15-48 解:

$i_{12} = 1.69$; 因为当两齿廓在不同位置啮合时, 过啮合点所作的两基圆的内公切线与连心线 O_1O_2 的交点 P 不断变换位置, 所以当 $\omega_1 = \text{常数}$ 时, ω_2 为变量。

15-49 解:

(1) $z_1 = z_2 = 14;$ (2) $d_{a1} = d_{a2} = 81.36 \text{ mm}。$

15-50 解:

$\epsilon_a = 1.7, \overline{B_1B_2} = 20.11 \text{ mm}。$

15-51 解:

(1) $\alpha' = 28.96^\circ, r_{1'} = 34.29 \text{ mm}, r_{2'} = 45.71 \text{ mm};$

(2) $\alpha' = 34.56^\circ, r_{1'} = 36.43 \text{ mm}, r_{2'} = 48.57 \text{ mm};$ (3) 相等。

15-52 解:

$r_{a1} = 145.75 \text{ mm}, r_{a2} = 168.51 \text{ mm}, s_b = 92.345 \text{ mm}。$

15-53 解:

(1) $m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ, z = 30, d = 120 \text{ mm}, d_b = 112.76 \text{ mm};$

(2) 负变位齿轮, $\chi = -0.5。$

15-54 解:

(1) $L = 14 \text{ mm}, n = 0.682 \text{ r/min};$ (2) $L = 17 \text{ mm}, n = 0.682 \text{ r/min}。$

15-55 解:

(1) $L = 90 \text{ mm}, v = 4 \text{ mm/s};$

(2) $z = 94, \chi = -2,$ 负变位齿轮;

(3) $\chi = 0.8, z = 88.4,$ 不能使用。

15-56 解:

(1) $z_1 = 15;$ (2) $s = 17.164 \text{ mm};$ (3) $\alpha' = 20.819^\circ, r_{1'} = 75.4 \text{ mm}, r_{2'} = 301.6 \text{ mm}。$

15-57 解:

(1) $m = 6 \text{ mm}, z_1 = 20, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, \chi = 0.5;$ (2) 略; (3) 正传动。

15-58 解:

(1) $r' = 50 \text{ mm}, \alpha' = 20^\circ;$ (2) $\epsilon_a = 1.75。$

15-59 解:

z_2, z_3, z_6 齿轮将产生根切。

15-60 解:

(1) 正传动; (2) 负传动; (3) 正传动; (4) 等变位齿轮传动; (5) 正传动。

15-61 解:

(1) 该对齿轮在变位修正后不会产生根切; (2) $d_{a1} = 58.39 \text{ mm}, d_{a2} = 230.31 \text{ mm}。$

15-62 解:

(1) 可采用等变位齿轮传动; (2) $m=8\text{ mm}$, $\chi_2=-0.625$, $\chi_1=0.625$ 。

15-63 解:

(1) 齿轮 5 为正变位齿轮, 齿轮 4、6 为负变位齿轮, 齿轮 5、6 为等变位齿轮, $\chi_5=0.294$;

(2) $d_4=196\text{ mm}$, $d_5=48\text{ mm}$, $d_{a4}=201.65\text{ mm}$, $d_{a5}=58.35\text{ mm}$, $d_{f4}=183.65\text{ mm}$, $d_{f5}=40.35\text{ mm}$, $d_{b4}=184.18\text{ mm}$, $d_{b5}=45.11\text{ mm}$, 图略, $\epsilon_a=1.51$, 可连续传动;

(3) $\chi_1=0.294$, $\chi_3=-0.294$, 此时齿轮 1、2 为正传动。

15-64 解:

(1) 选择等变位齿轮传动;

(2) $d_1=100\text{ mm}$, $d_{b1}=93.97\text{ mm}$, $d_{a1}=128.24\text{ mm}$, $d_{f1}=83.24\text{ mm}$ 。

15-65 解:

(1) $z_1=40$, $z_2=100$, $m=5\text{ mm}$, 标准齿轮传动;

(2) $d_1=200\text{ mm}$, $d_2=500\text{ mm}$, $d_{a1}=210\text{ mm}$, $d_{a2}=510\text{ mm}$, $d_{f1}=187.5\text{ mm}$, $d_{f2}=487.5\text{ mm}$, $d_{1'}=200\text{ mm}$, $d_{2'}=500\text{ mm}$, $\alpha'=20^\circ$;

(3) $\alpha'=20.44^\circ$, $d_{1'}=200.57\text{ mm}$, $d_{2'}=501.43\text{ mm}$ 。

15-66 解:

不会根切; $\beta=16.44^\circ$ 。

15-67 解:

$\beta=12.84^\circ$ 。

15-68 解:

(1) $\beta=19.463^\circ$; (2) $p_n=18.85\text{ mm}$, $p_t=19.99\text{ mm}$; (3) $d_1=101.82\text{ mm}$ 。

15-69 解:

$\beta=10.16^\circ$ 。

15-70 解:

$z_1=25$, $z_2=125$, $m_n=3\text{ mm}$, $B=48\text{ mm}$ 。

15-71 解:

(1) 齿轮 1、2 选正传动, 齿轮 2'、3 选标准齿轮传动;

(2) $\beta=19.948^\circ$;

(3) 不会产生根切; (4) $z_{v1}=18.06$, $z_{v2}=38.53$ 。

15-72 解:

(1) 齿轮 1、2 采用正传动, 齿轮 3、4 采用等变位齿轮传动, $\alpha_{12'}=24.1^\circ$, $\chi_1+\chi_2=1.1$;

(2) $\beta=13.73^\circ$, $d_1=30.88\text{ mm}$, $d_{a1}=34.88\text{ mm}$, $d_{f1}=25.88\text{ mm}$, 会发生根切。

15-73 解:

$d_1=50\text{ mm}$, $d_2=240\text{ mm}$ 。

15-74 解:

(1) $d_2=175\text{ mm}$; (2) $d_{a2}=185\text{ mm}$; (3) $\beta_2=5.71^\circ$ 。

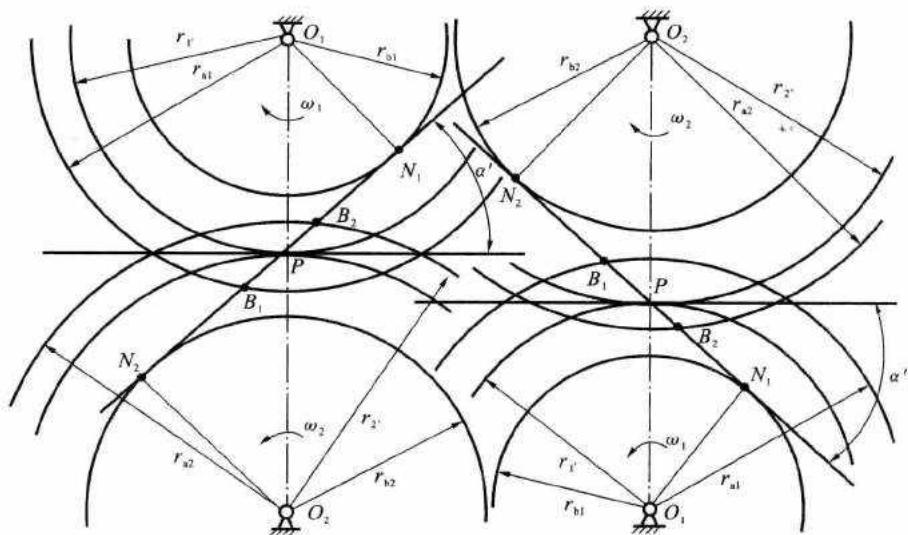
15-75 解:

(1) $\delta_1=26.565^\circ$, $\delta_2=63.435^\circ$; (2) $d_1=34\text{ mm}$, $d_{a1}=37.58\text{ mm}$ 。

五、图解题

15-76 解:

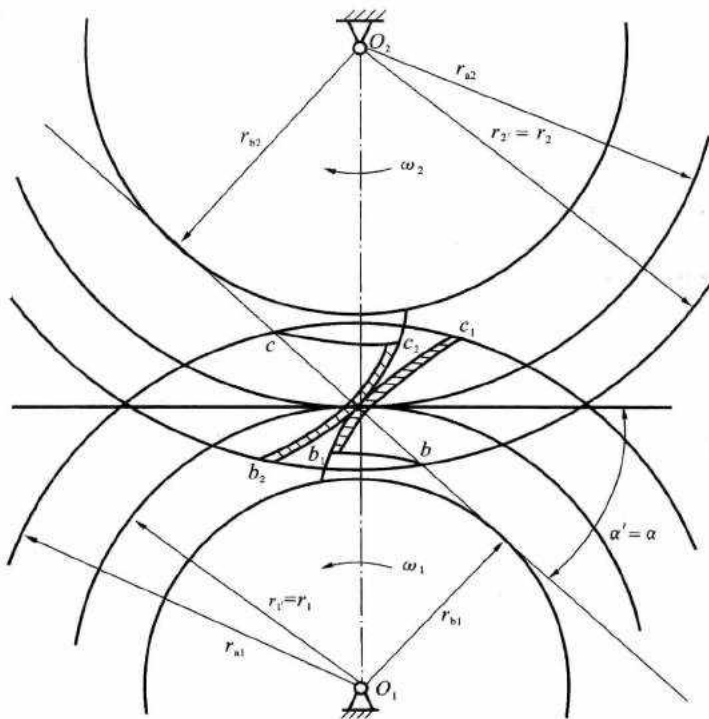
如题 15-76 图解所示。



题 15-76 图解 啮合线

15-77 解:

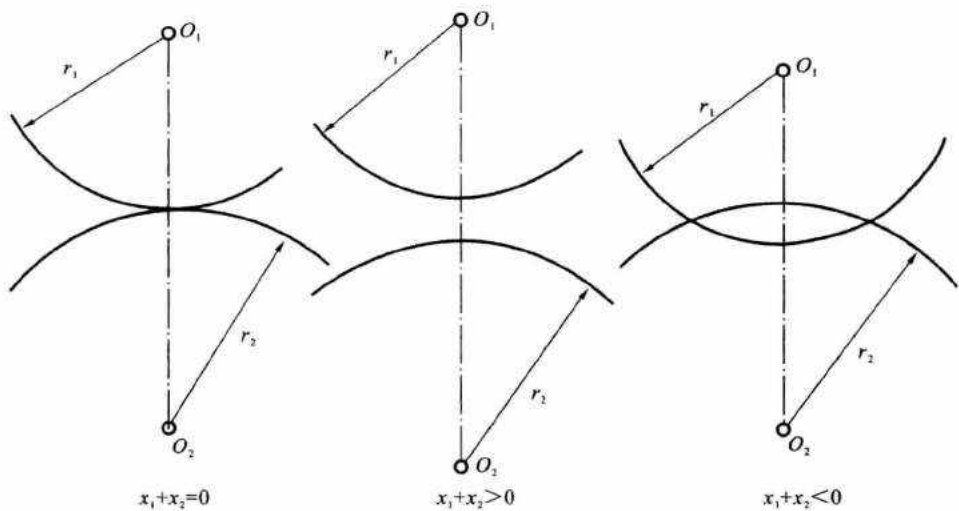
如题 15-77 图解所示。



题 15-77 图解 啮合特性

15-78 解:

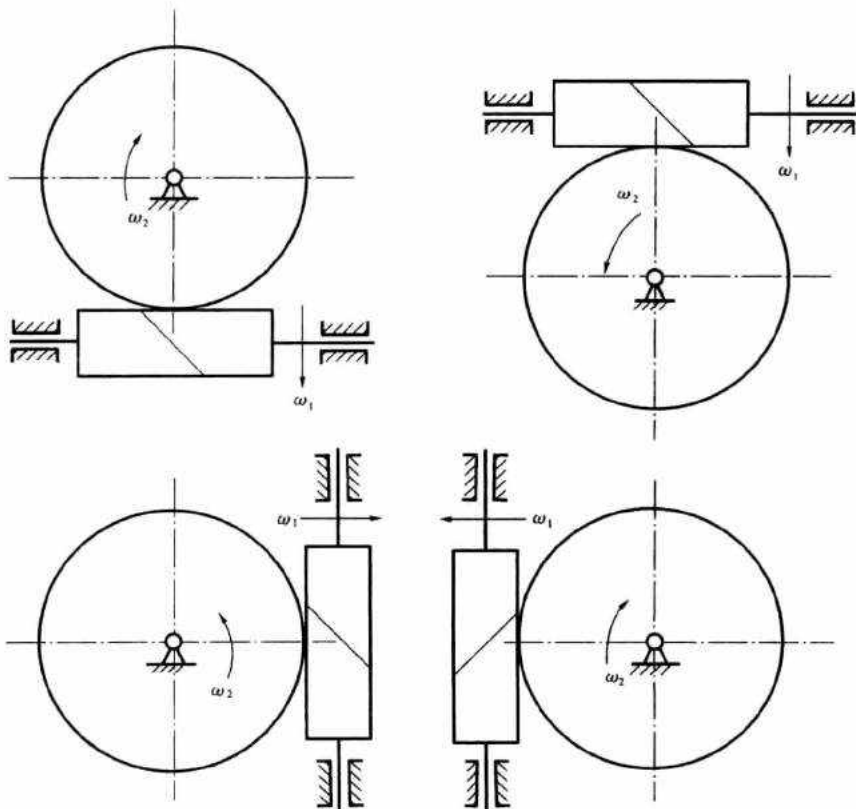
如题 15-78 图解所示。



题 15-78 图解 分度圆位置

15-79 解:

如题 15-79 图解所示。



题 15-79 图解 蜗轮蜗杆转向分析

第 16 章 轮 系

—— 考试复习与练习题参考答案

一、填空题

16-1 各齿轮的轴线相对机架都是固定的;至少有一个齿轮的几何轴线相对机架不是固定的

16-2 传动比;同心;邻接;安装

16-3 作为运动的输入和输出构件,如太阳轮和行星架

16-4 为 1;为 2

16-5 差动轮系;行星轮系

二、问答题

(参考答案从略)

三、分析计算题

16-16 解: 因 1、4、5、7 同轴线,所以

$$z_4 = 5z_1 = 5 \times 20 = 100$$

$$z_7 = 3z_1 = 3 \times 20 = 60$$

$$i_{17} = (-1)^m \frac{z_4 z_7}{z_1 z_5} = (-1)^3 \frac{100 \times 60}{20 \times 20} = -15$$

16-17 解: 因为 $i_{12} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{25}{20} = -\frac{5}{4}$

$$i_{2'H}^H = 1 - i_{2'4}^H = 1 - (-1)^1 \frac{z_4}{z_2'} = 1 + \frac{70}{30} = \frac{10}{3}$$

$$i_{1H}^H = \frac{n_1}{n_H} = -\frac{5}{4} \times \frac{10}{3} = -\frac{25}{6}$$

所以 $n_H = \left(-750 \times \frac{6}{25}\right) \text{ r/min} = -180 \text{ r/min}$

n_H 的方向与 n_1 方向相反,为逆时针方向。

16-18 解: 因为 $z_3 = z_1 + 2z_2 = 40 + 2 \times 20 = 80$

$$i_{13}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{80}{40} = -2$$

$$i_{1H}^H = 1 - i_{13}^H = 1 - (-2) = 3$$

所以 $n_H = \frac{n_1}{i_{1H}^H} = \frac{750}{3} \text{ r/min} = 250 \text{ r/min}$

n_H 的方向与 n_1 相同。

16-19 解: 因为 $i_{13} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{40}{20} = -2$

$$i_{2'5}^4 = 1 - i_{2'4}^5 = 1 - (-1)^1 \frac{z_4}{z_{2'}} = 1 + 5 = 6$$

$$i_{57} = -\frac{z_7}{z_5} = -\frac{30}{30} = -1$$

所以

$$i_{17} = i_{12} \cdot i_{2'5} \cdot i_{57} = (-2) \times 6 \times (-1) = 12$$

16-20 解: 定轴轮系

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = 40$$

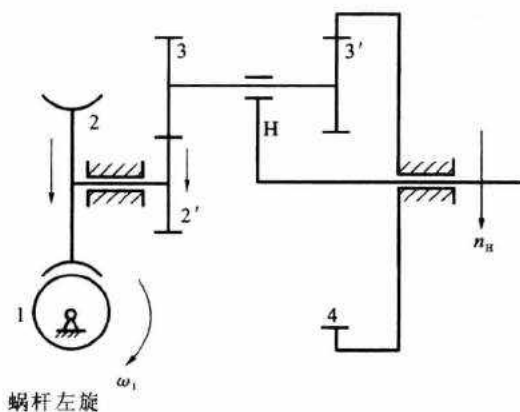
周转轮系

$$i_{2'H} = 1 - i_{2'4}^H = 1 - (-1)^1 \frac{z_3 \cdot z_4}{z_{2'} \cdot z_3'} = 1 + \frac{114 \times 72}{24 \times 18} = 20$$

复合轮系

$$i_{1H} = i_{12} \cdot i_{2'H} = 40 \times 20 = 800$$

n_H 的方向如题 16-20 图解所示。



题 16-20 图解

16-21 解: 先确定齿轮 3 和 6 的齿数 z_3 和 z_6

$$z_3 = z_1 + 2z_2 = 20 + 2 \times 25 = 70$$

$$z_6 = 25 + 2 \times 20 = 65$$

该轮系由 1-2-3-4 及 4-5-6-7 两个行星轮系组成

$$i_{14}^3 = 1 - i_{13}^4 = 1 - (-1)^1 \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{70}{20} = \frac{9}{2}$$

$$i_{4II}^5 = 1 - i_{45}^6 = 1 - (-1)^1 \frac{z_6}{z_4} = 1 + \frac{65}{25} = \frac{18}{5}$$

所以

$$i_{1II} = i_{17} = i_{14} \times i_{4II} = \frac{9}{2} \times \frac{18}{5} = 16.2$$

因 i_{17} 为正, 故齿轮 7 与 1 转向相同, II 轴的转向为顺时针方向。

16-22 解:

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{88}{22} = -4 \quad (\text{a})$$

$$i_{46} = \frac{\omega_4}{\omega_6} = \frac{\omega_3}{\omega_H} = -\frac{z_6}{z_4} = -1 \quad (\text{b})$$

由式(a)得

$$\omega_3 = -\omega_H \quad (\text{c})$$

把式(c)代入式(a), 得

$$i_{16} = i_{1H} = 9$$

16-23 解:

$$i_{75}^H = \frac{n_7 - n_H}{n_5 - n_H} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{1 - i_{H1}}{i_{51} - i_{H1}} = -\frac{z_5}{z_7} = -3 \quad (\text{a})$$

因为

$$i_{51} = i_{41} = (-1)^2 \frac{z_3 \cdot z_1}{z_4 \cdot z_2} = \frac{18 \times 20}{36 \times 34} = \frac{5}{17} \quad (\text{b})$$

把式(b)代入式(a)得

$$i_{H1} = \frac{8}{17}$$

故

$$i_{1H} = \frac{17}{8} = 2.13$$

16-24 解:

(1) 求其余各轮齿数。

因为

$$r_1 = 2r_2 + r_4$$

所以

$$z_1 = 2z_2 + z_4 = 75, \quad z_2 + z_4 = z_2' + z_3, \quad z_3 = 30$$

且

$$z_1' = z_3'$$

(2) 求 i_{41}^H 。

$$i_{1'3'} = \frac{n_1'}{n_3'} = -\frac{z_3'}{z_1'} = -1$$

$$i_{43}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_3 - n_H} = \frac{z_2 \cdot z_3}{z_4 \cdot z_2'} = \frac{3}{2}$$

$$i_{41}^H = \frac{n_4 - n_H}{n_1 - n_H} = -\frac{z_1}{z_4} = -3$$

(3) 求各轮转速。

由上面三式得

$$n_1 = -n_3$$

$$n_4 - n_H = \frac{3}{2}(n_3 - n_H)$$

$$n_4 - n_H = -3(n_1 - n_H)$$

$$n_3 = -3n_H$$

所以

代入上两式得

$$\frac{n_4 - n_H}{-3n_H - n_H} = \frac{3}{2}$$

所以

$$i_{4H} = -5$$

(4) 求 n_H 。

$$n_H = \frac{n_4}{i_{4H}} = \frac{1000}{-5} \text{ r/min} = -200 \text{ r/min}$$

n_H 的方向与 n_4 相反。

16-25 解:

(1) 齿轮 1、2、3、4 和行星架 H(即齿轮 5)组成差动轮系, 齿轮 5、6、7 组成定轴轮系, 则

$$i_{14}^H = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = -\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = -\frac{18 \times 63}{24 \times 21} = -\frac{9}{4}$$

$$(2) i_{57} = \frac{n_5}{n_7} = -\frac{z_7}{z_5} = -\frac{z_7}{18}$$

$$(3) z_7 = z_5 + 2z_6 = 18 + 2 \times 18 = 54$$

所以

$$i_{57} = -\frac{54}{18} = -3, \quad n_5 = -3n_7$$

$$(4) \frac{n_1 - n_5}{n_7 - n_5} = \frac{n_1 + 3n_7}{n_7 + 3n_7} = -\frac{9}{4}$$
$$-4n_1 - 12n_7 = 9n_7 + 27n_7$$
$$-4n_1 = 48n_7$$

$$(5) i_{17} = \frac{n_1}{n_7} = -\frac{48}{4} = -12$$

16-26 解:

(1) 总的配齿公式为

$$z_1 : z_2 : z_3 : N = z_1 : \frac{z_1(i_{1H} - 2)}{2} : z_1(i_{1H} - 1) : \frac{z_1 \cdot i_{1H}}{K}$$

将 $i_{1H} = \frac{18}{5}$, $K = 3$ 代入上式, 得

$$z_1 : z_2 : z_3 : N = z_1 : \frac{4}{5}z_1 : \frac{13}{5}z_1 : \frac{6}{5}z_1$$

若取 $z_1 = 20$ (5 的倍数), 代入上式, 则得

$$z_1 = 20$$

$$z_2 = \frac{4}{5} \times 20 = 16 \quad (\text{有微量根切, 影响不大})$$

$$z_3 = \frac{13}{5} \times 20 = 52$$

(2) 检查邻接条件。

由邻接条件公式

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{K} > z_2 + 2h_a^*$$

因为 $(z_1 + z_2) \sin \frac{180^\circ}{K} = (20 + 16) \sin \frac{180^\circ}{3} = 31.176$

$$z_2 + 2h_a^* = 16 + 2 \times 1 = 18$$

所以

$$31.176 > 18 \quad (\text{满足邻接条件})$$

最后确定所设计的轮系的齿数为

$$z_1 = 20, \quad z_2 = 18, \quad z_3 = 52$$

第 17 章 其他常用机构

—— 考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

- 17-1 B 17-2 B 17-3 A 17-4 A
17-5 C 17-6 D 17-7 C 17-8 D

二、填空题

- 17-9 $\cos\alpha \sim 1/\cos\alpha$, 夹角 α
17-10 齿面斜角大于齿面摩擦角, 即 $\alpha > \varphi$
17-11 1/4, 3/4
17-12 棘轮机构、槽轮机构、不完全齿轮机构、凸轮式间歇运动机构
17-13 拨盘、槽轮、机架; 3; 1/2
17-14 齿顶圆

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

17-22 解: 因为

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{1 - \sin^2\alpha \cos^2\varphi_1}, \quad \cos\varphi_1 = \pm \frac{\sqrt{1 - \cos\alpha/i_{31}}}{\sin\alpha}$$

所以由 $\alpha = 35^\circ$, $i_{31} = 1.16$, 可得

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \arccos \left[\pm \frac{\sqrt{1 - \cos\alpha/i_{31}}}{\sin\alpha} \right] = \arccos \left[\pm \frac{\sqrt{1 - \cos 35^\circ / 1.16}}{\sin 35^\circ} \right] \\ &= 19.08^\circ; 160.92^\circ; 199.08^\circ; 340.92^\circ \end{aligned}$$

又因为

$$\tan\varphi_1 = \tan\varphi_3 \cdot \cos\alpha$$

所以

$$\varphi_3 = \arctan(\tan\varphi_1 / \cos\alpha) = 22.892^\circ; 157.108^\circ; 202.892^\circ; 337.108^\circ$$

17-23 解:

(1) 由螺杆 1 的转向和螺母 A 和 B 的移动方向, 可以知道: 螺旋副 A 为左旋, 螺旋副 B 为右旋。

(2) 因为 $s = (l_A + l_B) \frac{\varphi}{2\pi} = L_1 - L_2$, 所以螺杆 1 转过的角度为

$$\varphi = \frac{2\pi(L_1 - L_2)}{l_A + l_B} = \frac{2\pi(100 - 90)}{2 + 3} \text{ rad} = 4\pi \text{ rad}$$

17-24 解:

(1) 因为 $t_j = 1 \text{ s}$, $t_d = 2 \text{ s}$, 所以

运动系数 $k = \frac{t_d}{t_d + t_j} = \frac{2}{2+1} = 2/3$

(2) 因为 $k = n(1/2 - 1/z)$, 而 $z = 6$, 所以

圆销数 $n = \frac{k}{1/2 - 1/z} = \frac{2/3}{1/2 - 1/6} = 2$

17-25 解:

(1) 因为停歇时间 $t_j = 30$ s, 槽轮槽数 $z = 4$, 运动系数 $k = \frac{t - t_j}{t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{z}$, 所以

运动周期 $t = \frac{t_j}{1/2 + 1/z} = \frac{30}{1/2 + 1/4} \text{ s} = 40 \text{ s}$

拨盘的转速 $n_1 = \frac{60 \cdot 2\pi}{2\pi t} = \frac{60}{40} \text{ r/min} = 1.5 \text{ r/min}$

(2) 槽轮转位所需的时间 $t_d = t - t_j = (40 - 30) \text{ s} = 10 \text{ s}$

17-26 解: 由于平台 3 向右移动, 所以其位移应取正值, 即 $s = 2$ mm。

(1) 因为螺旋副 A、B 均为右旋, 所以由螺杆的转向可知, 此时其导程 l_A 和 l_B 均应取正值, 即 $l_A = 10$ mm; 又由差动螺旋的位移方程 $s = (l_A - l_B) \frac{\varphi}{2\pi}$, 可得 B 段螺旋的导程为

$$l_B = l_A - \frac{2\pi s}{\varphi} = \left[10 - \frac{2\pi}{2.5(2\pi)} \times 2 \right] \text{ mm} = 9.2 \text{ mm}$$

(2) 当螺旋副 A、B 均为左旋时, 由螺杆的转向可知, 此时其导程 l_A 和 l_B 均应取负值, 即 $l_A = -10$ mm, 所以

$$l_B = l_A - \frac{2\pi s}{\varphi} = \left[-10 - \frac{2\pi}{2.5(2\pi)} \times 2 \right] \text{ mm} = -10.8 \text{ mm}$$

17-27 解: 棘轮的最小转动角度 $\varphi_{\min} = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{40} \text{ rad} = \frac{\pi}{20} \text{ rad}$

最小横向进给量 $s_{\min} = \frac{\varphi_{\min}}{2\pi} l = \frac{\pi/20}{2\pi} \times 3 \text{ mm} = 0.075 \text{ mm}$

17-28 解: 因为螺旋副均为右旋, 所以由螺杆 1 的转向可知, 螺旋副 A、B 的导程均应取正值, 且螺杆 1 转一圈, 构件 2 的相对位移 $s_2 = -(l_A - l_B) < 0$ 。

设构件 2 的转角为 φ_2 , 若转向与构件 1 相反, 则导程 l_C 和构件 2 的位移 s_2 均应取负值, 那么就由

$$s_2 = -(l_A - l_B) - \frac{\varphi_2}{2\pi} l_B = \frac{\varphi_2}{2\pi} l_C$$

得

$$\varphi_2 = -\frac{2\pi(l_A - l_B)}{l_C + l_B} = -\frac{2\pi(6 - 4)}{-24 + 4} = \frac{\pi}{5}$$

若构件 2 的转向与构件 1 相同, 则导程 l_C 和构件 2 的位移 s_2 均应取正值, 那么就由

$$s_2 = -(l_A - l_B) + \frac{\varphi_2}{2\pi} l_B = \frac{\varphi_2}{2\pi} l_C$$

得

$$\varphi_2 = -\frac{2\pi(l_A - l_B)}{l_C - l_B} = -\frac{2\pi(6 - 4)}{24 - 4} = -\frac{\pi}{5} < 0$$

与假定的方向相反, 说明构件 2 的转向与构件 1 相反, 其转角的大小为

$$\varphi_2 = \pi/5 \quad (\text{右视为逆时针方向})$$

构件 2 的位移 $s_2 = \frac{\varphi_2}{2\pi} l_C = \left[\frac{\pi/5}{2\pi} (-24) \right] \text{ mm} = -2.4 \text{ mm}$ (方向向左)

第 18 章 机械速度波动的调节

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

18-1 D 18-2 A 18-3 C 18-4 B

二、填空题

18-5 $J_F = \Delta W_{\max} / (\omega_m^2 [\delta]) - J_C$

18-6 高速

18-7 不能每瞬时

18-8 相等,运动规律

18-9 常数的,单

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

18-17 解: $i_{H1} = 1/4$, $M_1 \omega_1 = v_s F_s$

$$M_1 = F_s \cdot \frac{\omega_H}{\omega_1} (\sin 30^\circ) l_{OB} = 0.05 \text{ N} \cdot \text{m}$$

18-18 解: $M_d = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_2} = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$M_r = M_2 = 0$$

$$J = J_1 \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_2} \right)^2 = 0.08 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\varepsilon_2 = \frac{M_d - M_r}{J} = 250 \text{ s}^{-2}, \quad t = \frac{\omega_{2t} - \omega_{20}}{\varepsilon_2} = 0.4 \text{ s}$$

18-19 解:

(1) 因为 $M_d(20\pi) = 5\pi \times 500 + (20\pi - 5\pi) \times 80 = 3700\pi$

所以

$$M_d = 185 \text{ N} \cdot \text{m}$$

(2) $\Delta W_{\max} = 1575\pi \text{ J}$

(3) $J_F = 16.043 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

18-20 解: $M_d = 20 \text{ N} \cdot \text{m}$, $\Delta W_{\max} = 31.4 \text{ J}$

18-21 解:

(1) $M_r = 5 \text{ N} \cdot \text{m}$, $M_d = 2.5 \text{ N} \cdot \text{m}$

(2) $\Delta W_{\max} = 10\pi \text{ J} = 31.4 \text{ J}$, $J_F = 0.13 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

18-22 解: $M_r = 78.4 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\Delta W_{\max} = 69.237 \text{ J}, \quad \delta = 0.071$$

18-23 解:

(1) $M_d = 250 \text{ N} \cdot \text{m}$;

(2) 图略;

(3) $n_{1\max} = 1016.06 \text{ r/min}$, $n_{1\min} = 943.936 \text{ r/min}$ 。

18-24 解:

(1) $\omega_{\max} = 53.1736 \text{ rad/s}$, $\omega_{\min} = 52.2799 \text{ rad/s}$;

(2) $\delta = 0.0169$;

(3) $J_F = 4.78 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

18-25 解:

(1) 蜗杆转向为逆时针;

(2) $M_d = \frac{2vJ/Dt + GD/2}{z_2/z_1}$, 其中, $J = J_2 + J_1 \left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2$ 。

18-26 解:

(1) $J = 0.1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $M_r = 26 \text{ N} \cdot \text{m}$;

(2) 飞轮应装在高速轴 I 上, 因为这样可减轻飞轮的质量。

第 19 章 机械的平衡

——考试复习与练习题参考答案

一、单项选择题

19-1 C 19-2 C 19-3 C

二、填空题

19-4 静止不动

19-5 惯性力;动压

19-6 静平衡或动平衡;完全平衡或部分平衡

19-7 一定是

19-8 质量代换法

三、问答题

(参考答案从略)

四、分析计算题

19-14 解: $m_2 \bar{l}_{BS2} = m_3 \bar{l}_{BK}$

因为

$$m_2 = 1.6 \text{ kg}$$

$$m_B = m_2 + m_3 = (0.4 + 1.6) \text{ kg} = 2 \text{ kg}$$

$$m_B \bar{l}_{AB} = m_1 \bar{l}_{AS1}$$

$$m_1 = 2 \text{ kg}$$

所以

19-15 解:

(1) 在平衡基面 A 上:

$$Q'_S = \frac{1100 - 450}{1100} Q_S = \left(\frac{650}{1100} \times 500 \right) \text{ N} = \frac{3250}{11} \text{ N}$$

(2) 在平衡基面 B 上:

$$Q''_S = \left(\frac{450}{1100} \times 500 \right) \text{ N} = \frac{2250}{11} \text{ N}$$

由

$$Q'_S \bar{r}_S + Q_A \bar{r}_A = 0$$

$$Q''_S \bar{r}_S + Q_B \bar{r}_B = 0$$

故

$$Q_A = \frac{Q'_S \bar{r}_S}{r} = \left(\frac{3250}{11} \times \frac{250}{600} \right) \text{ N} = 123.1 \text{ N}$$

$$Q_B = \frac{Q''_S \bar{r}_S}{r} = \left(\frac{2250}{11} \times \frac{250}{600} \right) \text{ N} = 85.23 \text{ N}$$

方向 S 在同一平衡基面上。

第 20 章 机械原理综合题

——考试复习与练习题参考答案

一、分析计算题

20-1 解：轮 1、2、3、4 与构件 5 组成行星轮系，则有

$$i_{45} = 1 - \frac{z_3 \cdot z_1}{z_4 \cdot z_2} = 1 - \frac{60 \times 70}{65 \times 65} = 0.005917$$

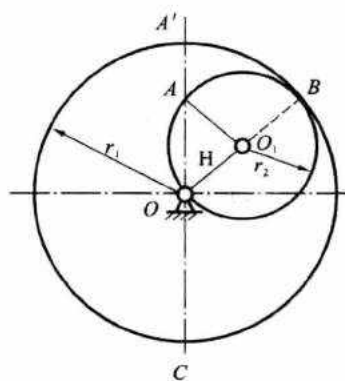
$$n_4 = i_{45} \times n_5 = 0.005917 \times 8500 \text{ r/min} = 50.2956 \text{ r/min}$$

$$i_{67} = \frac{n_6}{n_7} = \frac{n_4}{n_7} = \frac{50.2959}{20} = 2.5148$$

20-2 解：(1) 求 i_{2H} ：由 $1 - i_{2H} = \frac{r_1}{r_2}$ ，得

$$i_{2H} = -\frac{r_1 - r_2}{r_2}$$

(2) A 点的轨迹是一条经过 A'C 的直线，参见题 20-2 图解。现证明如下：在题 20-2 图所示机构中，当行星架 H 以 ω_H 回转时，节圆 2 在节圆 1 内作纯滚动；当节圆 2 处于题 20-2 图解所示位置时，行星轮 2 节圆圆周上的 A 点处于图示位置。现连接 OA 并延长交节圆 1 于 A' 点，连接 OO₁ 并延长交节圆 1 于 B 点，并连接 AO₁，则有



题 20-2 图解

$$\angle AO_1B = \angle O_1AO + \angle O_1OA = 2\angle O_1OA$$

$$\begin{aligned} \widehat{AB} &= O_1B \times \angle BO_1A = \frac{1}{2}OB \times 2 \times \angle BOA \\ &= OB \times \angle BOA = \widehat{A'B} \end{aligned}$$

由上述证明知，当节圆 2 在节圆 1 内作纯滚动时，A' 点为节圆 1 上与 A 点相接触之定点。以上关系说明 A 点的轨迹为 A'C 直线。

20-3 解：选取比例尺作机构图(题目已给出)。

(1) 求 ω_3 的大小和方向。

现选 A 点为重合点(A₁、A₃、A₄)，如题 20-3 图解(a)所示。

$$v_{A4} = v_{B2} + v_{A4B2} = v_{A3} + v_{A4A3}$$

方向： $\perp BO_2$ $\perp AB$ $\perp AO_1$ // BC

大小： $\omega_2 l_{O_2B}$? $\omega_1 l_{O_1A}$?

上式中：

$$\omega_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot \omega_1 = \frac{20}{40} \times 100 \text{ rad/s} = 50 \text{ rad/s}$$

$$v_{A3} = \omega_1 O_1A = 100 \times 0.015 \text{ m/s} = 1.5 \text{ m/s}$$

$$v_{B2} = \omega_2 O_2B = 50 \times 0.03 \text{ m/s} = 1.5 \text{ m/s}$$

取 $\mu_{v3} = 30 \text{ mm}$ 代表 v_{A3} ，其速度比例尺 $\mu_v = \frac{1.5}{30} = 0.05 \left(\frac{\text{m/s}}{\text{mm}} \right)$ ，作速度图(见图 20-3 图解

(b), 得

$$v_{A_1B_2} = \mu_v \cdot b_2 a_4 = 0.05 \times 28 \text{ m/s} = 1.4 \text{ m/s}$$

$$\omega_4 = \omega_3 = \frac{v_{A_1B_2}}{BA} = \frac{1.4}{0.084} \text{ rad/s} = 16.67 \text{ rad/s} \quad (\text{顺时针方向})$$

(2) 求 v_D 的大小和方向。

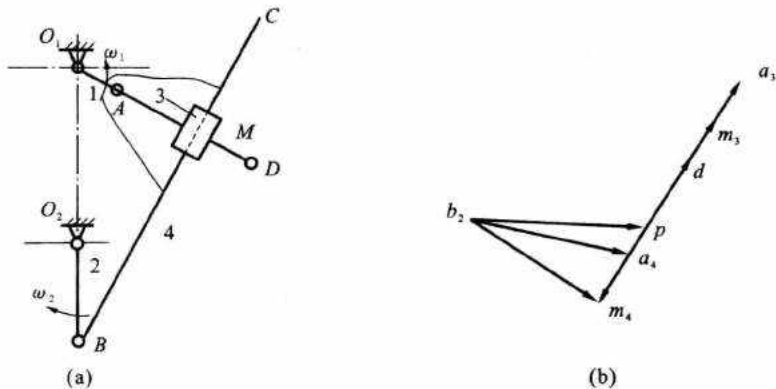
选取 M 点为重合点 (M_3, M_4), 得

$$v_{M_4} = v_{B_2} + v_{M_1B_2} = v_{M_3} + v_{M_4M_3}$$

方向: $\perp O_2B$ $\perp BC$ $\perp AM$ $\parallel BC$

大小: 1.5 m/s ? ? ?

作速度图如题 20-3 图解(b)所示, 可以求得 m_4 点。在速度图上量取 $m_4m_3 = a_4a_3$, 可以求得 m_3 点。



题 20-3 图解

利用速度影像原理可以求得图(b)所示的 d 点, 连接 pd 得 D 点速度为

$$v_D = \mu_v \cdot pd = 0.05 \times 13.5 \text{ m/s} = 0.675 \text{ m/s}$$

D 点速度的方向: 垂直于 AD , 向上。

20-4 解:

(1) $n = 6, p_5 = 6, p_4 = 5$

$$F = 3n - 2p_5 - p_4 = 1$$

(2) 根据中心轮 1、3 及系杆的同轴条件, 在各轮模数相同的条件下:

$$\frac{m}{2}(z_1 - z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_2')$$

$$z_2 = z_1 - (z_2' + z_3) = 40$$

又根据 z_5', z_5 同轴, 则

$$z_5 = z_1' + z_5' - (z_3' + 2z_4) = 70$$

(3) 由 1、2、2'、3、H 组成的差动轮系:

$$\frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H} = -\frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'} = -\frac{40 \times 60}{120 \times 20} = -1$$

即

$$2n_H = n_1 + n_3 \quad (\text{a})$$

又由 1'-5'-5-4-3'组成的定轴轮系:

$$\frac{n_3}{n_1} = \frac{n_3'}{n_1'} = -\frac{z_1' z_5}{z_5' z_3'} = -\frac{80 \times 70}{80 \times 50} = -\frac{7}{5}$$

即

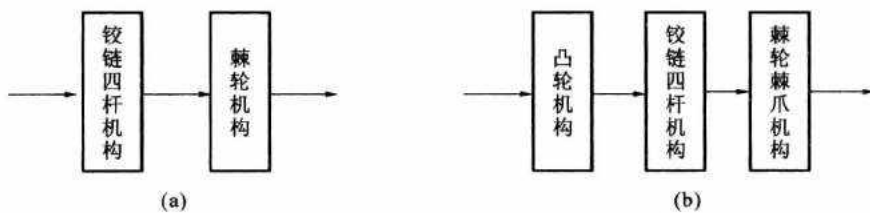
$$n_3 = -\frac{7}{5}n_1$$

将上式代入式(a)得

$$i_{1H} = \frac{n_1}{n_H} = -5$$

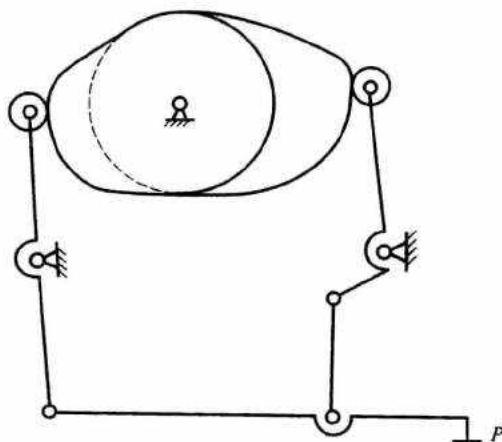
二、作图题

20-5 解：图(b)方案好。



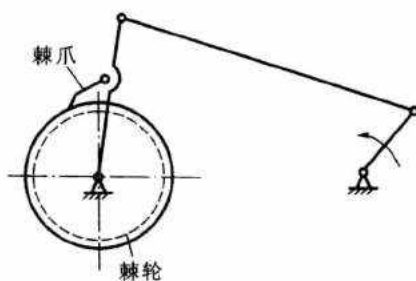
题 20-5 机构系统方案分析

20-6 解：



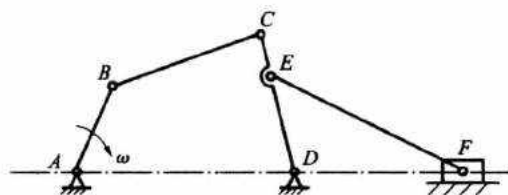
题 20-6 实现给定轨迹机构设计

20-7 解：



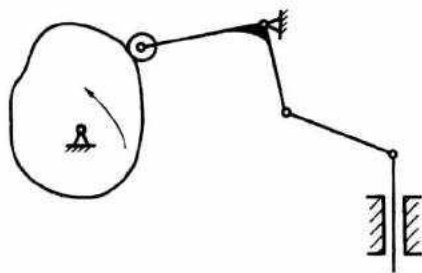
题 20-7 构型设计

20-8 解：



题 20-8 机构组合

20-9 解:



题 20-9 机构方案设计

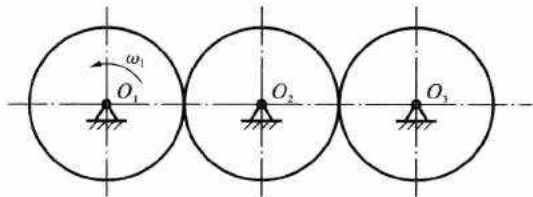
第二部分 考研试题精选

1

华中科技大学

一、单项选择题

- _____是构成机械的最小单元,也是制造机械时的最小单元。
A. 机器 B. 零件 C. 构件 D. 机构
- 曲柄摇杆机构的死点发生在_____位置。
A. 主动杆与摇杆共线 B. 主动杆与机架共线
C. 从动杆与连杆共线 D. 从动杆与机架共线
- 偏心轮机构是由铰链四杆机构_____演化而来的。
A. 扩大转动副 B. 取不同的构件为机架
C. 化转动副为移动副 D. 化低副为高副
- 渐开线齿轮齿条啮合时,其齿条相对齿轮作远离圆心的平移时,其啮合角_____。
A. 加大 B. 不变 C. 减小 D. 不能确定
- 用齿条型刀具加工 $\alpha_n = 20^\circ$ 、 $h_{an}^* = 1$ 、 $\beta = 30^\circ$ 的斜齿圆柱齿轮时,产生根切的最少齿数是_____。
A. 17 B. 14 C. 12 D. 18
- 基本周转轮系是由_____构成。
A. 行星轮和中心轮 B. 行星轮、惰轮和中心轮
C. 行星轮、行星架和中心轮 D. 行星轮、惰轮和行星架
- 对于变位蜗杆传动,下列说法正确的是_____。
A. 仅对蜗杆进行变位 B. 仅对蜗轮进行变位
C. 对蜗杆蜗轮同时变位 D. 变位后,蜗轮的节圆与分度圆不重叠
- 一齿轮传动装置如图所示,若轮1为主动轮,则轮2的齿根弯曲应力可看成_____。



- A. 对称循环变应力 B. 脉动循环变应力
C. 非对称循环变应力 D. 静应力
- 下列第_____项不是形成动压油膜的必要条件。
A. 两摩擦面呈楔形间隙 B. 摩擦面间必须充满黏性流体
C. 两摩擦面必须有相对运动 D. 使流体从间隙的小口进、大口出
- 在润滑良好的工作条件下,提高蜗杆传动效率最有效的措施是_____。

A. 增大蜗杆直径

B. 增大模数

C. 增加蜗杆头数

D. 增加蜗轮齿数

11. 被连接的两轴有较大的角位移,且要求两轴的转速相等,则此时应选用_____。

A. 单万向联轴器

B. 双万向联轴器

C. 弹性柱销联轴器

D. 十字滑块联轴器

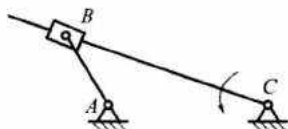
二、判断题(正确的填“T”,错误的填“F”)

1. 机构的自由度就是构件的自由度。 ()

2. 在转动副和移动副中都存在复合铰链。 ()

3. 曲柄摇杆机构的行程速比系数 K 不可能等于 1。 ()

4. 图示机构中,当箭头所示构件为原动件时,该机构存在死点。 ()



5. 滚子从动件盘形凸轮的压力角必须在实际轮廓曲线上度量。 ()

6. 渐开线上各点的压力角不同,其中基圆上的压力角为 0。 ()

7. 用范成法切削渐开线齿轮时,一把模数为 m 、压力角为 α 的刀具可以切削相同模数和压力角的任何齿数的齿轮。 ()

8. 行星轮系中若转臂为原动件可驱动中心轮;反之则不论什么情况,以中心轮为原动件时也一定可驱动转臂。 ()

9. 弯曲应力公式中,标准齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 只取决于模数 m 。 ()

10. 高速、重载条件下工作的滚子链传动,为保证足够的强度和运动的平稳性,设计时应选择小节距的多排链。 ()

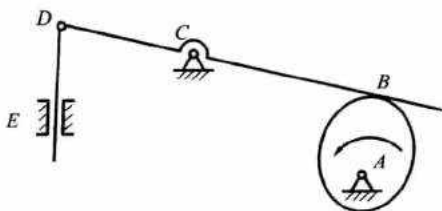
11. 设计闭式软齿面齿轮传动时,通常使小齿轮的齿面硬度略高于大齿轮的齿面硬度。 ()

12. 规定蜗杆分度圆直径 d_1 为标准值的目的是:减少加工蜗杆时的滚刀数量并便于刀具的标准化。 ()

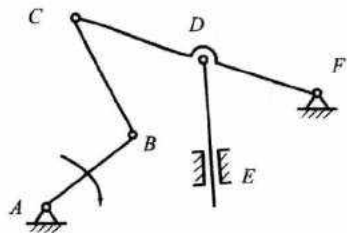
13. 普通平键连接属于动连接。 ()

三、机构设计题

1. 计算下列图示机构的自由度,标有箭头的为原动件,试判断机构是否具有确定的运动,如不具有确定运动,试在图上修改使机构具有确定的运动。



(a)

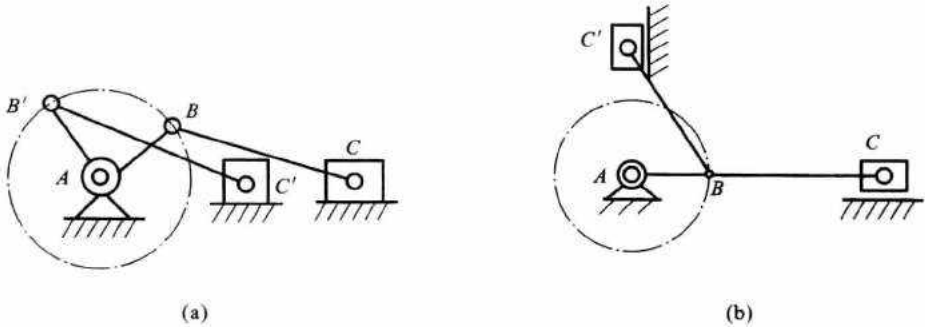


(b)

2. 机构传动出现的“死点”对设计人员来说是个棘手的问题,试分析以下两个图示机构:

(1) 哪个构件为主动件时机构会出现死点;

(2) 图示机构是如何实现无死点的。



3. 再现恐龙的风采,使恐龙先张嘴再伸舌,最后手舞,间歇数分钟后再重复以上动作。试选用能实现上述动作的机构,用框图说明能实现上述动作机构的名称及运动流程。

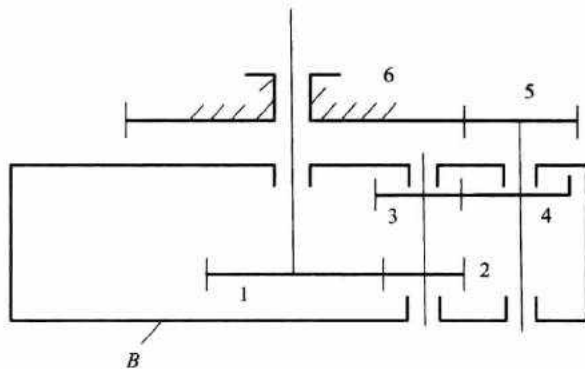
四、轮系及齿轮设计题

1. 某传动装置采用一对闭式软齿面标准直齿圆柱齿轮,齿轮参数 $z_1 = 20, z_2 = 54, m = 4 \text{ mm}$ 。加工时误将箱体孔距镗大为 $a' = 150 \text{ mm}$,齿轮尚未加工。

(1) 试采用两种方法进行补救;并说明补救方法的特点。

(2) 新方案的齿轮强度能满足要求吗?(定性说明即可)

2. 在图示自动化照明灯具的传动装置中,已知输入轴的转速 $n_1 = 15 \text{ r/min}$,各齿轮的齿数为 $z_1 = 60, z_2 = z_3 = 30, z_4 = z_5 = 40, z_6 = 120$;试求箱体 B 的转速 n_B 。



五、问答题

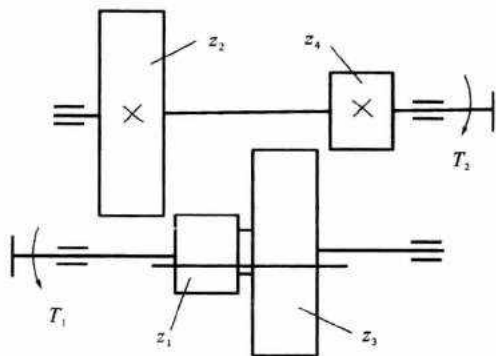
1. (8分)影响 V 带传动工作能力和使用寿命的主要参数有哪些?(简述理由)设计时如何选择这些参数?

2. (7分)图示为两挡变速标准直齿圆柱齿轮传动。双联齿轮 1、3 用导向平键与轴连接,可分别与齿轮 2、4 啮合。两对齿轮的材料、热处理方法的选择均相同,模数 m 、齿宽 b 亦相等,齿数 $z_1 = z_3, z_2 = z_4 = 3z_1$ 。若输入转矩 T_1 的大小不变,试问:

(1) 当阻力矩 T_2 增大时,应该用哪一对齿轮传动?为什么?

(2) 设计时应该按哪一对齿轮进行强度计算?为什么?

(3) 工作时,若齿轮 1、2 的齿面接触应力为 σ_{H12} ,而齿轮 3、4 的齿面接触应力为 σ_{H34} ,那么, σ_{H12} 与 σ_{H34} 之比等于多少?(根据接触应力公式分析)



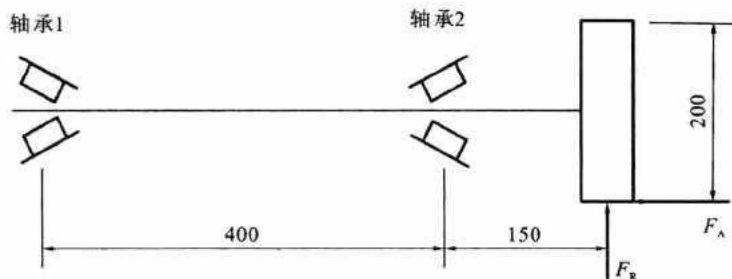
六、分析计算题

1. 如图所示,轴上装有一对同型号的圆锥滚子轴承,轴上零件的外载荷 $F_R = 4000\text{ N}$ 、 $F_A = 1000\text{ N}$,轴的转速 $n = 1450\text{ r/min}$,轴承的基本额定动载荷 $C_r = 64200\text{ N}$,载荷系数 $f_p = 1.1$,常温下工作,预期寿命 30000 小时。图上尺寸的单位为 mm。试确定:

- (1) 两轴承所受的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} 的大小;
- (2) 两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} 、 F_{a2} 的大小;
- (3) 两轴承的当量动载荷 P_1 、 P_2 ;
- (4) 轴承寿命能否满足要求?

(注:①派生轴向力 $S = F_r / (2Y)$,

② $e = 0.39$;当 $F_a / F_r \leq e$ 时, $X = 1, Y = 0$;当 $F_a / F_r > e$ 时, $X = 0.4, Y = 1.5$)

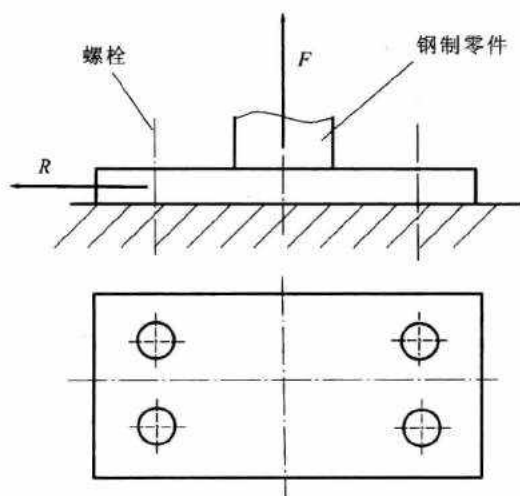


2. 一钢制零件与机架用四个普通螺栓连接。如图所示,钢制零件受到载荷 R 及 F 作用。已知: $R = 7000\text{ N}$, $F = 28000\text{ N}$,被连接件接合面的摩擦系数 $f_c = 0.2$,可靠性系数 $K_f = 1.3$ 。螺栓材料用 Q235,其强度极限 $\sigma_b = 400\text{ MPa}$,屈服强度 $\sigma_s = 240\text{ MPa}$,安全系数 $S = 1.5$ 。为保证连接可靠,试确定所需的螺纹小径 d_1 。

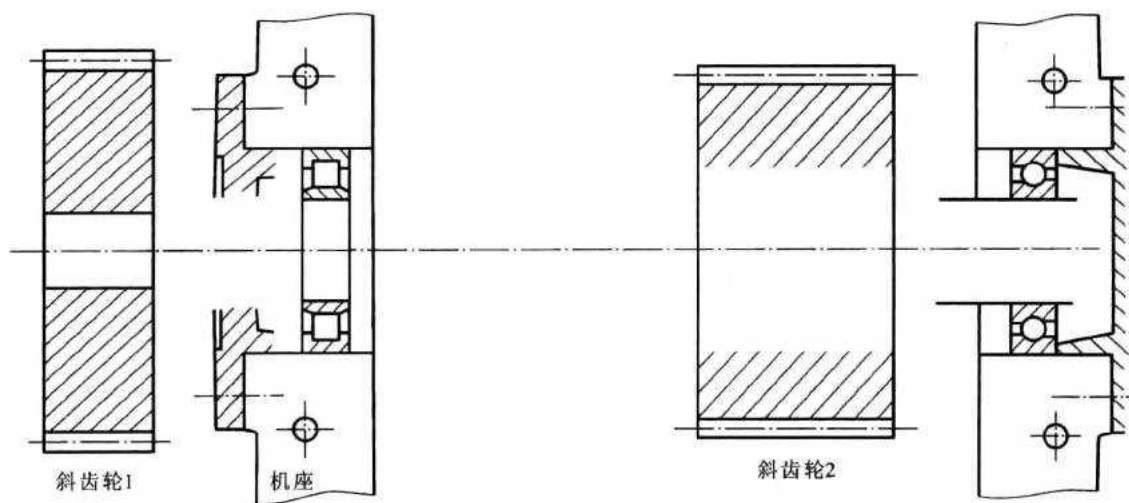
提示:注意 F 作用下被连接件接合面之间压力的变化。

七、结构设计题

图示为一未设计完成的轴系结构,轴上零件位置已定。试根据装拆、定位及固定等要求,完成轴系结构设计。(说明:斜齿轮 2 的孔径未定;滚动轴承采用“一端固定、一端游动”的支承结构;轴向力不太大;倒角、圆角可省略。)



就在本试卷上作图。





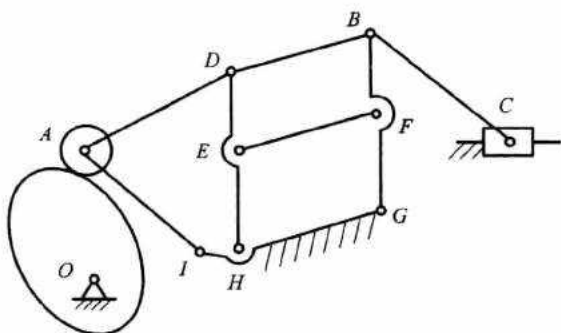
华中科技大学

一、判断题(正确填“T”,错误填“F”)

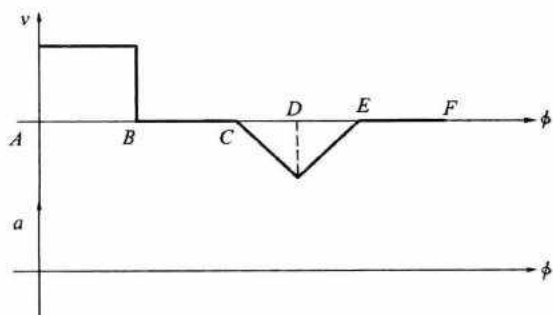
1. 机构的自由度就是构件的自由度。 ()
2. 复合铰链与移动副无关。 ()
3. 曲柄摇杆机构的行程速比系数 K 不可能等于 1。 ()
4. 铰链四杆机构中,若存在曲柄,其曲柄一定是最短杆。 ()
5. 曲柄滑块机构一定具有急回运动性质。 ()
6. 平底直动从动件凸轮机构,其压力角为 90° 。 ()
7. 凸轮机构中,基圆半径越小,则压力角越大。 ()
8. 凡是有滚子的地方都存在局部自由度。 ()
9. 同一模数和同一压力角,但不同齿数的两个齿轮,可以使用一把齿轮刀具进行加工。 ()
10. 圆锥齿轮的当量齿数为 $z_v = \frac{z}{\cos^3 \delta}$ 。 ()
11. 设计 V 带传动时,适当增大带轮直径是减少带根数的措施之一。 ()
12. 为了提高滚子链传动的平稳性,设计时通常将链条节数取为偶数,而将链轮齿数取为奇数。 ()
13. 设计圆柱齿轮传动时,通常使小齿轮的齿宽略大于大齿轮的齿宽,主要目的是为了提
高小齿轮的强度。 ()
14. 螺纹连接中,有时在一个螺栓上拧上两个螺母,目的是为了增加受载螺纹的圈数,有利
于提高螺栓的强度。 ()
15. 工作面磨损不是普通平键连接的主要失效形式。 ()
16. 万向联轴器既能用于两轴线有较大角位移的场合,也能用于有较大径向位移的场合。 ()
17. 滚柱式定向离合器只能单方向传递转矩,且从动端的转速可超过主动端的转速。 ()
18. 现有 A、B 两个圆柱形螺旋弹簧,A 弹簧的中径 D_2 大于 B 弹簧的,其他条件相同,则
在相同的外载 F 作用下 B 弹簧的变形大一些。 ()

二、机构自由度及作图题

1. 试计算图示机构的自由度(注意:若有复合铰链、局部自由度或虚约束,必须明确指出;
必须先列出自由度的计算公式,再代入数值进行计算)。



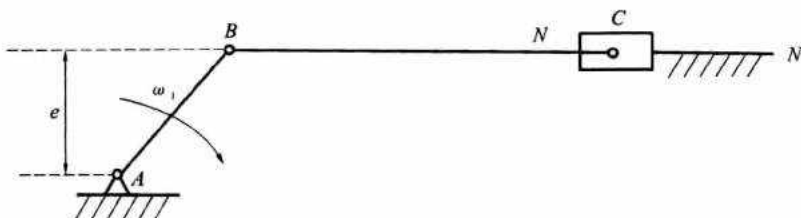
2. 图示为凸轮机构从动件的速度线图, 试画出加速度线图, 并指出何处发生刚性冲击? 又何处发生柔性冲击?



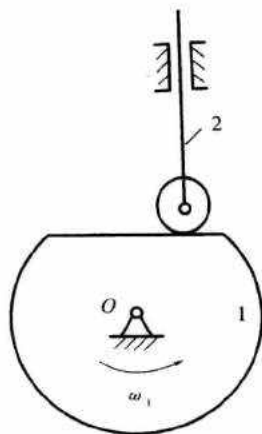
3. 如图所示的曲柄滑块机构, 请画出 C 处的压力角 α 和传动角 γ 。

注: ①作图过程可不作文字说明, 但应保留作图线;

② α 、 γ 只需标出, 不必度量。



4. 试画出凸轮机构的基圆半径及从动件处于图示位置的传力角。



三、齿轮及轮系设计题

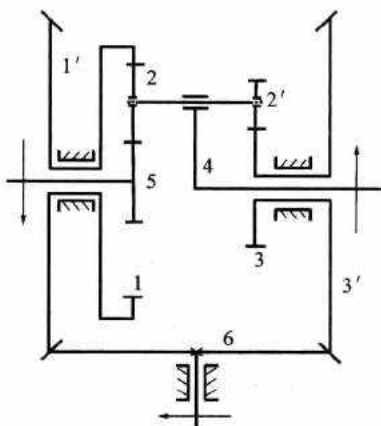
1. 一对渐开线直齿圆柱标准齿轮传动, 已知齿数 $z_1=25$, $z_2=55$, 模数 $m=2$ mm, 压力角 $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, $c^*=0.25$ 。试求:

(1) 齿轮 1 在分度圆上齿廓的曲率半径 ρ ;

(2) 齿轮 2 在齿顶圆上的压力角 α_{a2} ;

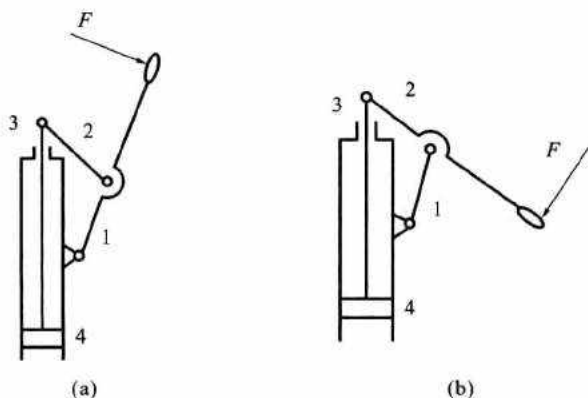
(3) 如果这对齿轮安装后的实际中心距 $a'=81$ mm, 求啮合角 α' 和两齿轮的节圆半径 r_1' 、 r_2' 。

2. 如图示轮系中, $z_5=z_2=25$, $z_{2'}=20$, 组成轮系的各齿轮模数相同。齿轮 $1'$ 和 $3'$ 轴线重合, 且齿数相同。求轮系传动比 i_{54} 。



四、机构方案分析题

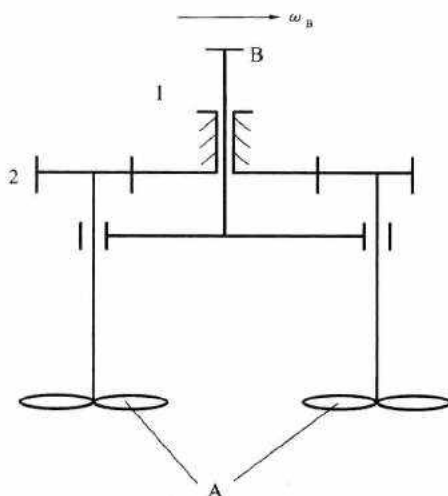
1. 如图所示两种抽水唧筒机构, 前者以 1 为主动手柄, 后者以 2 为主动手柄, 试从传力条件来比较这两种机构哪一种合理? 为什么? (设图示两机构尺寸、位置相同)。



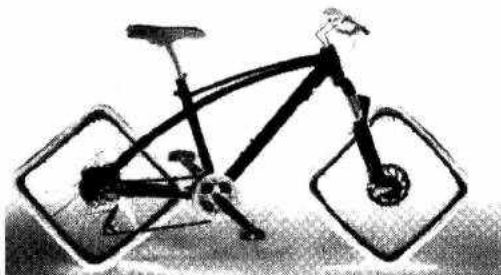
2. 图示行星搅拌机构简图中, 已知 $z_1=40$, $z_2=20$, $\omega_B=31$ rad/s, 方向如图所示。试求:

(1) 机构的自由度 F ;

(2) 搅拌轴的角速度 ω_A 及转向。



3. 判断图示方轮自行车能骑吗,如能,则应如何改进? 试画出改进后的机构草图(要求轮子不离开地面,轮子形状不能改变,可增加辅助装置,场地不限)。



五、问答题

1. 当圆柱齿轮相对于轴承非对称布置时,是将齿轮布置在远离转矩输入端好还是靠近转矩输入端好? 为什么?

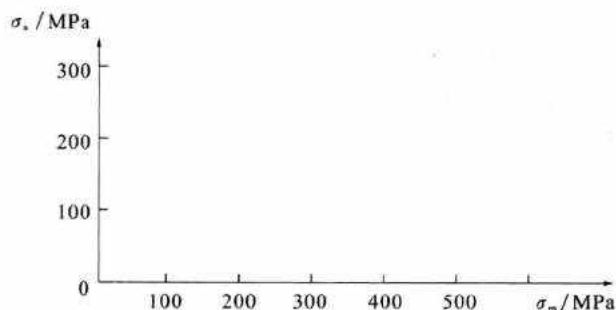
2. 结合动压润滑的一维雷诺方程 $\frac{dp}{dx} = 6\eta v \frac{h-h_0}{h^3}$, 试述形成液体动压油膜的必要条件。动压向心滑动轴承的相对间隙 Ψ 的大小,对轴承的承载能力、温升和回转精度有何影响?

3. 摩擦型带传动中,打滑与弹性滑动有何区别? 弹性滑动是如何产生的?

4. 设计受轴向工作载荷作用的螺栓连接时,若工作载荷很大,则此时不宜在被连接件接合面之间放置皮革垫片或橡胶垫片,为什么? 在螺栓的强度条件 $d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F_0}{\pi [\sigma]}}$ 中,“1.3”是何含义?

六、分析计算题

1. 现有一塑性材料试件,已知其 $\sigma_s = 500 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 250 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 400 \text{ MPa}$ 。①试绘出该试件的简化极限应力图;②设该试件受 $\sigma_{\max} = 250 \text{ MPa}$, $\sigma_{\min} = -50 \text{ MPa}$ 的稳定循环变应力作用,试用作图法求出这种情况下试件材料的极限应力 σ_r 。



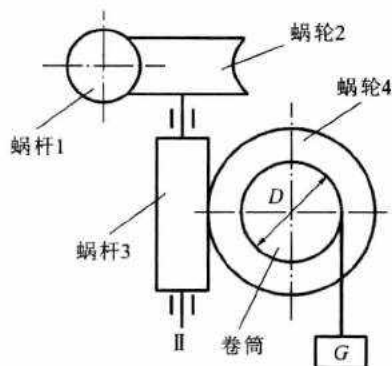
2. 图示为卷扬机中的两级蜗杆传动装置,蜗杆 1 与电动机相连,卷筒与蜗轮 4 固联。已知蜗杆 1 轮齿的螺旋线方向为右旋。若要求中间轴 II 上蜗轮 2 与蜗杆 3 的轴向力能相互抵消一部分,试确定:

(1) 提升重物时蜗杆 1 及蜗杆 3 的转动方向(在图上标示出来);

(2) 蜗杆 3 及蜗轮 4 轮齿的螺旋线方向(文字说明);

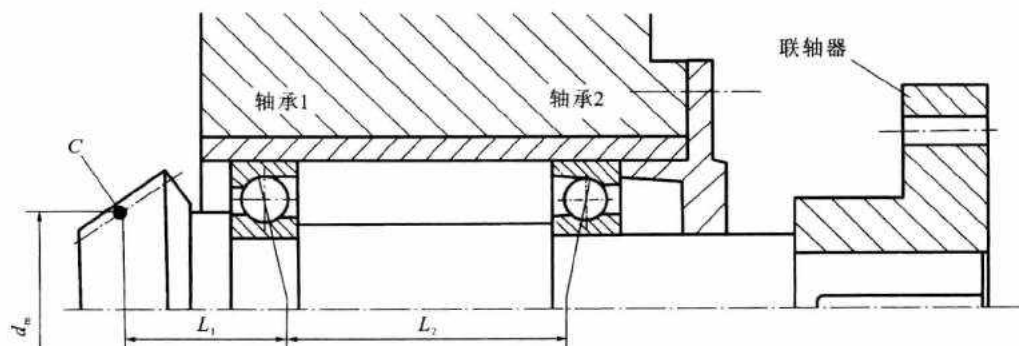
(3) 在啮合点处分别画出提升重物时蜗轮 2 及蜗杆 3 所受的圆周力(F_t)、轴向力(F_a)的方向;(注:用 \otimes 表示垂直纸面向里的力,用 \odot 表示垂直纸面向外的力)

(4) 若 $G=25000\text{ N}$,卷筒直径 $D=400\text{ mm}$,传动比 $i_{12}=12$ 、 $i_{34}=25$,传动效率 $\eta_{12}=0.85$ 、 $\eta_{34}=0.80$ (其余运动件的功率损失忽略不计),则选用额定功率 1.5 kW 、转速为 1000 r/min 的交流电动机能否满足动力要求?



七、综合设计题

图示为一减速器中锥齿轮轴系部件结构图,锥齿轮与轴做成一体,成为齿轮轴,用一对 7309C 滚动轴承支承,工作温度不高。试解决下述的两个问题。



(1) 图中结构有多处不合理或错误的地方,请在原图上改正,并简述原因(在题后的空白处书写)。注意:锥齿轮与轴一体的特点不能改变;轴承的排列方式及类型不改;轴承采用油润滑,不需挡油盘;图中的过渡圆角及倒角已简化,不在错误之列。

不合理或错误原因如下:

(2) 传动时锥齿轮在啮合点 C 处所受的三个分力为:圆周力 $F_t = 5000 \text{ N}$ 、径向力 $F_r = 1800 \text{ N}$ 、轴向力 $F_a = 700 \text{ N}$,载荷平稳(取载荷系数 $f_p = 1$),悬臂长度 $L_1 = 100 \text{ mm}$,跨距 $L_2 = 200 \text{ mm}$,锥齿轮中点直径 $d_m = 100 \text{ mm}$,轴的转速 $n = 750 \text{ r/min}$,轴承的基本额定动载荷 $C_r = 49200 \text{ N}$,基本额定静载荷 $C_{0r} = 39800 \text{ N}$ 。试计算两轴承的基本额定寿命分别是多少小时?

注:①派生轴向力 $S = 0.5F_a$;

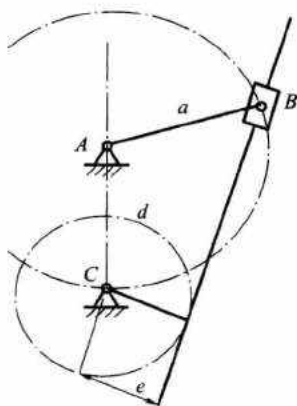
②径向系数 X 和轴向系数 Y 见下表:

F_a/C_{0r}	e	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
		X	Y	X	Y
0.015	0.38	1	0	0.44	1.47
0.029	0.40				1.40
0.058	0.43				1.30
0.087	0.46				1.23
0.12	0.47				1.19
0.17	0.50				1.12
0.29	0.55				1.02

③ F_r 、 F_a 分别为轴承所受的径向载荷和轴向载荷。

一、分析简答题

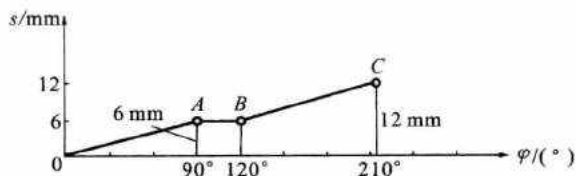
1. 图示曲柄摆动导杆机构, 若曲柄 L_{AB} 为原动件, 试比较在偏距 $e > 0$ 和 $e = 0$ 两种情况下, 曲柄摆动导杆机构的传动角, 哪个是常数, 哪个是变数, 哪种情况传力效果好? 该机构有急回特性吗? 会出现死点吗?



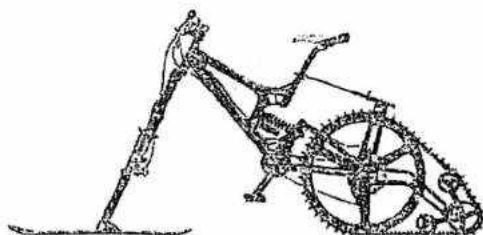
2. 在滚子直动从动件盘形凸轮机构中, 改变滚子的大小对从动件的运动规律有无影响?
3. 平底直动从动件盘形凸轮机构, 压力角始终等于零吗?
4. 缝纫机是利用机械模仿人缝衣的动作设计的吗?
5. 运动规律设计不相同, 综合出的机构也就完全不相同, 而不同的机构却可以实现同一运动规律, 满足同样的使用要求吗?
6. 在模数和压力角相同的条件下, 采用变位齿轮与标准齿轮直接啮合传动可以吗? 并扼要说明理由。
7. 一对相啮合的标准齿轮, 小齿轮的齿根厚与大齿轮的齿根厚谁大?
8. 渐开线直齿圆柱齿轮的正确啮合条件和连续传动条件各是什么? 一对齿轮如果 m 和 α 不相等是否就一定不能正确啮合?

二、设计题

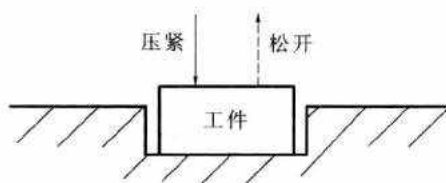
1. 图示为一凸轮机构从动件推程位移曲线, $OA \parallel BC$, AB 平行于横坐标轴。试分析该凸轮机构在何处有最大压力角, 并扼要说明理由。



2. 试分析图示自行车的功能,其可在何种条件下骑行,并画出机构运动简图。(4分)

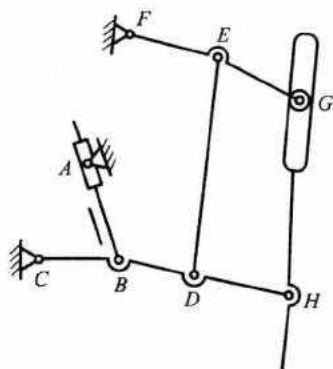


3. 如图示一小型工件,需要以手动快速压紧或松开,并要求工件被压紧后,在工人手脱离的情况下,不会自行松脱。试确定用什么机构实现这一要求;绘出机构在压紧工件状态时的运动简图,并说明设计该机构时的注意事项。

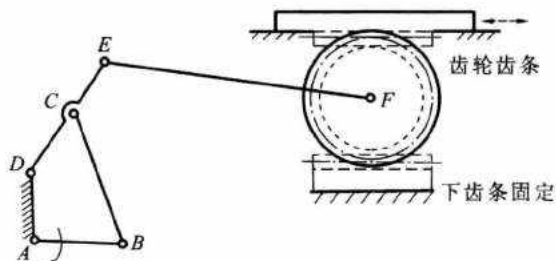


三、计算题

1. 计算下图所示机构的自由度。若图中含有局部自由度、复合铰链和虚约束等情况时,应具体指出。



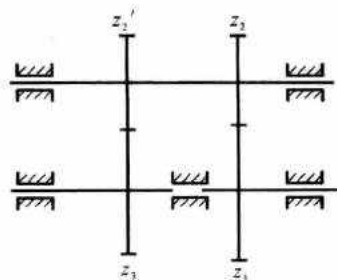
(a)



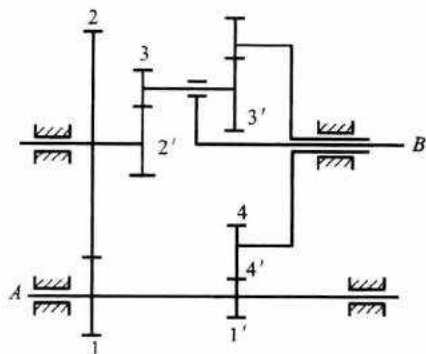
(b)

2. (1) 某机床上需要一对渐开线直齿圆柱齿轮机构,已知其传动比 $i_{12} = 2$, 齿轮的中心距 $a' = 66 \text{ mm}$, $m = 3 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, 试确定这对齿轮的齿数(不用计算变位系数)。

(2) 有一回归轮系(即输入轴 1 与输出轴 3 共线), 已知 $z_1 = 20$, $z_2 = 12$, $z_2' = 13$, $z_3 = 18$ 。各轮的压力角 $\alpha = 20^\circ$, 模数 $m = 2 \text{ mm}$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$ 。为保证中心距最小,而且各轮又不产生根切,应采用哪种变位传动方案? 试确定各轮变位系数 x 的大小。



3. 已知图示轮系中的各轮齿数为: $z_1 = 40, z_2 = 120, z_3 = 30, z_4 = 120, z_{1'} = 20, z_{2'} = 50, z_{3'} = 40, z_{4'} = 140$ 。试求传动比 i_{AB} 。



四、填空题

1. 齿轮的齿形系数 Y_{Fa} 的大小与_____无关, 主要取决于_____和_____。
2. 对蜗杆传动进行变位的主要目的, 一是为了凑中心距, 二是为了_____。
3. 在高速、重载条件下, 设计滚子链传动时, 应选_____节距_____排链。
4. 轴上零件毂孔边的倒角尺寸为 C , 定位轴肩处的过渡圆角半径为 r 。为保证定位可靠, 应使 C _____ r 。轴上零件常用的轴向固定方法有套筒、轴端挡圈、_____、弹性挡圈、紧定螺钉等。
5. 单万向联轴器主、从动轴的角速度是_____等的; 双万向联轴器不仅能补偿角位移, 还能补偿较大的_____位移。
6. 设计圆柱形螺旋弹簧时, 若增加弹簧的工作圈数 n , 则弹簧的刚度_____。
7. 某机械零件受稳定循环变应力作用, 已知应力幅 $\sigma_a = 100$ MPa, 应力循环特征 $r = 0.5$, 则平均应力 $\sigma_m =$ _____ MPa。这种应力常称为_____。

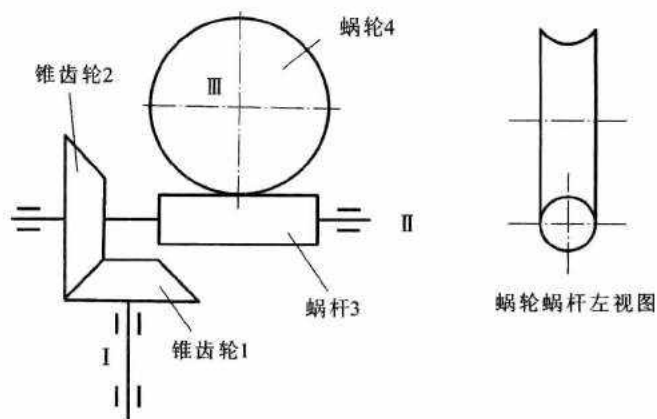
五、问答题

1. 电动机功率 3 kW、转速 1500 r/min, 在此条件下设计了一普通 V 带传动。但在安装时错装成 3 kW、1000 r/min 的电动机, 试问: 此时, 原设计的带传动是否可用? 为什么?
2. 轴的三种强度计算方法(扭转强度计算、弯扭合成强度计算、安全系数计算)有何区别? 各用于何种场合?
3. 设计一对闭式软齿面圆柱齿轮传动时, 大、小齿轮的齿面硬度是否相等? 为什么? 大、小齿轮的齿宽是否相等? 为什么?

六、

下图所示为直齿锥齿轮与蜗杆蜗轮组成的两级传动, 锥齿轮 1 为主动轮。蜗轮 4 轮齿的螺旋线方向为右旋。为使中间轴 II 上的轴向力最小, 试求:

1. 锥齿轮 1 的转动方向(在图上用箭头表示);
2. 在图中画出蜗杆 3 及蜗轮 4 所受的圆周力和轴向力的方向。
(注意: 此题就做在试卷上)



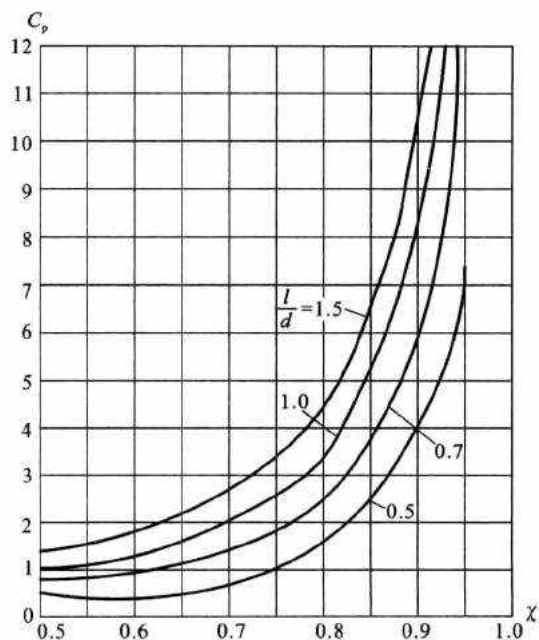
七、

现设计一液体摩擦动压向心滑动轴承,轴颈直径 $d=120\text{ mm}$,轴承宽径比 $l/d=1.0$,半径间隙 $\delta=0.06\text{ mm}$,轴的转速 $n=970\text{ r/min}$,径向载荷 $F=25000\text{ N}$,润滑油的动力黏度 $\eta=0.013\text{ Pa}\cdot\text{s}$,轴颈与轴瓦表面粗糙度分别为 $Rz_1=1.6\text{ }\mu\text{m}$, $Rz_2=3.2\text{ }\mu\text{m}$,取安全系数 $S=2$ 。试问此轴承能否达到完全液体摩擦状态?

附注:①承载量系数 $C_p = \frac{F\Psi^2}{2\eta vl}$,

式中: Ψ 为相对间隙; v 为轴颈圆周速度(m/s); l 为轴承宽度(m)。

②承载量系数 C_p 与偏心率 χ 的关系如图, $\chi=e/\delta$, e 为偏心距。



八、

图示轴系用一对反装的 7310AC 轴承支承。已知：斜齿圆柱齿轮的分度圆直径 $d = 300 \text{ mm}$ ，圆周力 $F_t = 6000 \text{ N}$ ，径向力 $F_r = 2300 \text{ N}$ ，轴向力 $F_a = 1600 \text{ N}$ ，齿轮转动方向如图中 n 所示，支点距离 $L_1 = 100 \text{ mm}$ 、 $L_2 = 150 \text{ mm}$ ，取载荷系数 $f_p = 1.3$ 。试确定：

(1) 这个斜齿轮是主动轮还是从动轮？轮齿螺旋线方向是左旋还是右旋？

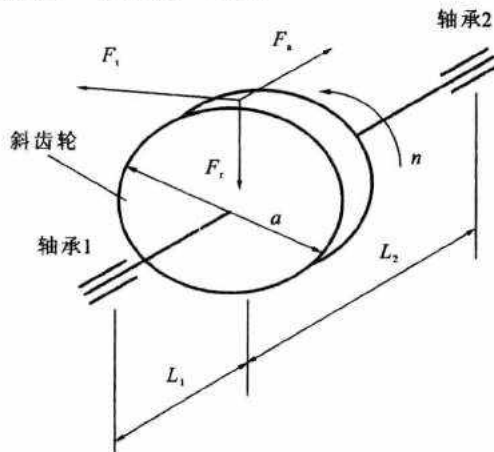
(2) 计算两轴承的当量动载荷 P_1 、 P_2 ，并判断哪个轴承的寿命长一些。

附注：①派生轴向力 $S = 0.7 F_r$ ；

② $e = 0.68$ ；

当 $F_a/F_r \leq e$ 时， $X = 1, Y = 0$ ；

当 $F_a/F_r > e$ 时， $X = 0.41, Y = 0.87$

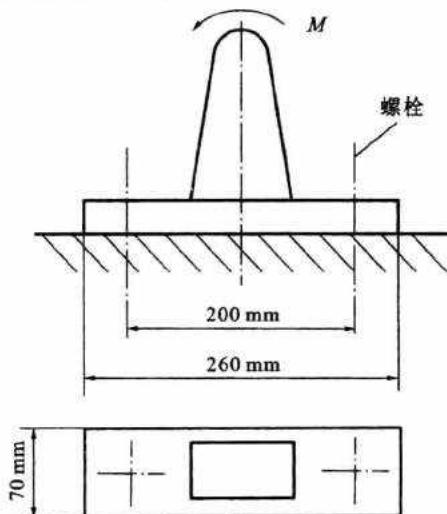


九、

如图所示，一零件用两个 M12 ($d_1 = 10.106 \text{ mm}$) 的普通螺栓固定，受翻转力矩 M 作用。已知：螺栓材料的抗拉强度 $\sigma_b = 500 \text{ MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s = 400 \text{ MPa}$ ，安全系数 $S = 2.5$ ，被连接件的刚度是螺栓刚度的三倍（即 $C_2 = 3C_1$ ），每个螺栓的预紧力 $F' = 9000 \text{ N}$ ，试确定：

(1) 在接合面边缘不出现缝隙的前提下，零件所能承受的最大翻转力矩 M_{\max} ；

(2) M_{\max} 作用时，螺栓的强度是否足够？



一、概念题

是非判断(正确的写 Y,错误的写 N)

1. 机械零件和机构是组成机械系统的基本要素。 ()
2. 图 1-2 所示运动链能成为机构。 ()

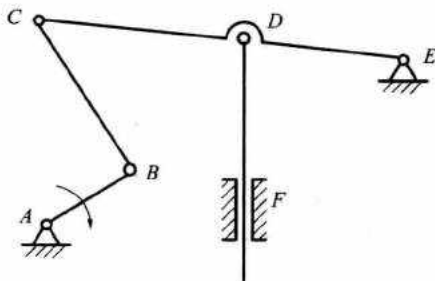


图 1-2

3. 曲柄摇杆机构的极位夹角一定大于零。 ()
4. 曲柄摇杆机构的死点发生在从动杆与机架共线的位置。 ()
5. 偏心轮机构是由铰链四杆机构取不同的构件为机架演化而来的。 ()
6. 已知一滚子摆动从动件盘形凸轮机构,因滚子损坏,更换了一个外径与原滚子不同的新滚子,该凸轮机构更换滚子后,从动件最大摆角发生变化,而从动件运动规律不变。 ()
7. 对于等径凸轮机构,凸轮轮廓曲线可在 90° 范围内自由设计。 ()
8. 对于平底从动件盘形凸轮机构,若出现运动失真,则其原因是基圆半径太小。 ()
9. 一对渐开线齿轮啮合传动时,两齿廓间保持纯滚动。 ()
10. 增加斜齿轮传动的螺旋角,将引起齿轮重合度增加,轴向力增加。 ()
11. 分度圆齿厚是限制单个齿轮变位系数最大值的条件。 ()
12. 若两轮的变位系数 $x_1 > 0, x_2 = 0$,则该对齿轮传动中的轮 2 为标准齿轮。 ()
13. 单销外槽轮机构的运动系数总是小于 0.5。 ()
14. 冲床中安装飞轮的主要目的是降低其机械速度波动。 ()
15. 为了完全平衡四杆铰链机构的总惯性力,可以采用如图 1-15 所示方式,在 AB 杆和 CD 杆上各自加上平衡质量 m' 和 m'' 来达到完全平衡。平衡质量的位置和大小应通过计算求得。 ()

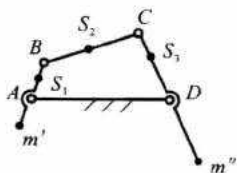


图 1-15

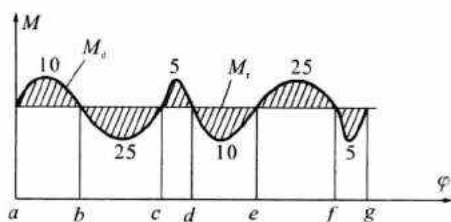


图 1-16

16. 某机器在稳定运转阶段的一个运动周期中,其主轴驱动力矩 M_d 和阻力矩 M_r 曲线和两曲线所围成的各块面积的数值(单位为 J)如图 1-16 所示,设主轴的转动惯量为常数,则最大盈亏功 $[W]=30 \text{ J}$ 。()

17. 如图 1-17 所示,为了平衡曲柄滑块机构 ABC 中滑块 C 的往复惯性力(曲柄和连杆质量不计),在原机构上附加一对称滑块机构 $AB'C'$ 。设滑块 C 和 C' 质量相等, $l_{AB}=l_{AB'}$, $l_{BC}=l_{B'C'}$, 则该机构在运转时能达到惯性力全部平衡,且不产生附加惯性力偶矩。()

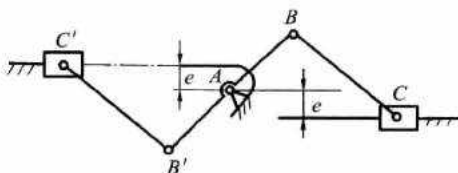


图 1-17

18. 在最大盈亏 ΔW_{\max} 和机器运转速度不均匀系数 δ 不变的前提下,将飞轮安装轴的转速提高一倍,则飞轮的转动惯量 J'_F 将等于 $4J_F$ 。(注: J_F 为原飞轮的转动惯量) ()

19. 如果不改变机器主轴的平均角速度,也不改变等效驱动力矩和等效阻力矩的变化规律,拟将机器运转速度不均匀系数从 0.10 降到 0.01,则飞轮的转动惯量 J'_F 将近似等于 $10J_F$ 。(注: J_F 为原飞轮转动惯量) ()

20. 运动规律设计不相同,综合出的机构也就完全不同,而不同的机构却可以实现同一运动规律,满足同样的使用要求。()

二、计算题

1. 试计算图 2-1 所示机构的自由度,并选择原动构件,请在原动件上标注箭头,分拆杆组,使其成为 II 级机构。

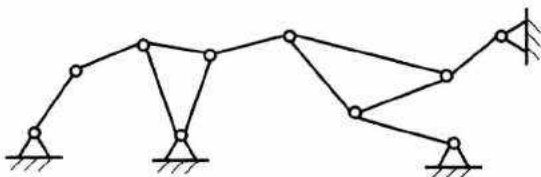


图 2-1

2. 某产品需配置一对外啮合渐开线直齿圆柱齿轮传动,已知 $m=4 \text{ mm}$,压力角 $\alpha=20^\circ$,传动比 $i_{12}=2$,齿数和为 $z_1+z_2=36$,实际安装中心距 $a'=75 \text{ mm}$ 。

(1) 采用何种类型传动方案最佳? 其齿数 z_1, z_2 各为多少?

(2) 确定该对齿轮传动的变位系数之和 $x_1 + x_2$, 定性说明确定变位系数 x_1, x_2 应考虑哪些因素。

附注: $\text{inv}\alpha' = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \tan\alpha + \text{inv}\alpha, \text{inv}\alpha' = \tan\alpha' - \alpha', \text{inv}20^\circ = 0.014904$

3. 在图 2-3 所示轮系中, 已知各轮齿数 $z_1 = 20, z_2 = 40, z_3 = 20, z_4 = 80, z_4' = 60, z_5 = 50, z_5' = 55, z_6 = 65, z_6' = 1, z_7 = 60$, 转速 $n_1 = n_3 = 3000 \text{ r/min}$ (转向如图所示), 试求转速 n_7 。

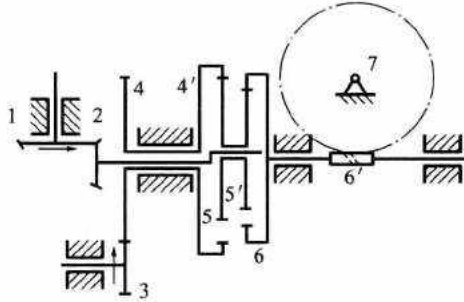


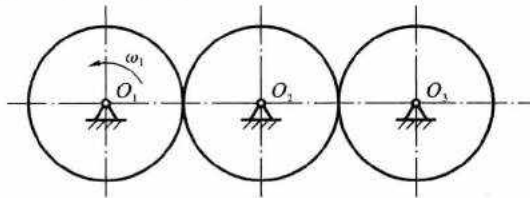
图 2-3

三、设计题

双臂残疾者吃饭与生活都不能自理, 试设计一台双臂残疾者用餐机, 利用脚为动力源, 利用机构传动的特性, 帮助双臂残疾人吃饭自理, 方便残疾人的生活, 请画出其机构方案简图, 并简述其工作原理。

四、填空题

1. 影响零件疲劳强度的主要因素, 除材料性能、应力循环特征和应力循环次数以外, 还主要有应力集中、_____ 和 _____。
2. 某零件受 $r = -0.5$ 的稳定循环变应力作用, 平均应力 $\sigma_m = 100 \text{ MPa}$, 则应力幅 $\sigma_a =$ _____ MPa, 最小应力 $\sigma_{\min} =$ _____ MPa。
3. 下图所示的齿轮传动装置, 齿轮 2 的齿根弯曲应力属于 _____ 循环变应力, 计算许用应力时应将疲劳极限 σ_{Flim} 适当 _____。



4. 设计圆柱齿轮传动时, 通常使小齿轮的齿宽 _____ 于大齿轮齿宽, 目的是 _____。
5. 规定蜗杆分度圆直径 d_1 为标准值的目的是为了 _____ 并 _____。
6. 带传动工作时, 带截面内的最大应力 $\sigma_{\max} =$ _____, 且减速传动时, 最大应力发生在 _____。
7. 设计滚子链传动时, 链节数常取 _____ 数, 而链轮齿数常取 _____ 数。
8. 能补偿较大径向位移的刚性可移式联轴器有 _____ 联轴器和 _____ 联轴器。
9. 根据弹簧在工作中的受力情况, 弹簧主要分为拉伸弹簧、压缩弹簧、_____ 弹簧和 _____ 弹簧。

弹簧。

10. 设计液体摩擦动压向心滑动轴承时,如增大相对间隙 ψ ,则工作时轴承的承载能力____、润滑油的温升_____。

五、问答题

1. 有一对标准直齿圆柱齿轮传动,查得齿形系数 $Y_{Fa1}=2.71$ 、 $Y_{Fa2}=2.32$,应力修正系数 $Y_{Sa1}=1.57$ 、 $Y_{Sa2}=1.76$ 。许用弯曲应力 $\sigma_{FP1}=330$ MPa、 $\sigma_{FP2}=300$ MPa,并且算得大齿轮齿根的弯曲应力 $\sigma_{F2}=280$ MPa。试问:

(1) 两个齿轮的弯曲疲劳强度是否均满足要求?(简述原因)

(2) 哪一个齿轮的弯曲疲劳强度更高?(简述原因)

2. 设计 V 带传动时,带轮基准直径 d_{d1} 、包角 α_1 、初拉力 F_0 等参数的大小对带传动的工作能力有何影响?

六、

图示为一卷扬机传动系统。已知:电动机的转动方向如图中 n_1 所示;蜗轮 6 与卷筒 7 用 6 个周向均布的普通螺栓连接成一体(卷筒与轴之间无键连接),分布圆直径 $D=450$ mm;卷筒 7 的最大输出转矩 $T_7=8000$ N·m;各级传动的传动比 $i_{12}=2.7$ 、 $i_{34}=4$ 、 $i_{56}=20$;传动效率 $\eta_{12}=0.95$ 、 $\eta_{34}=0.98$ 、 $\eta_{56}=0.8$ 。

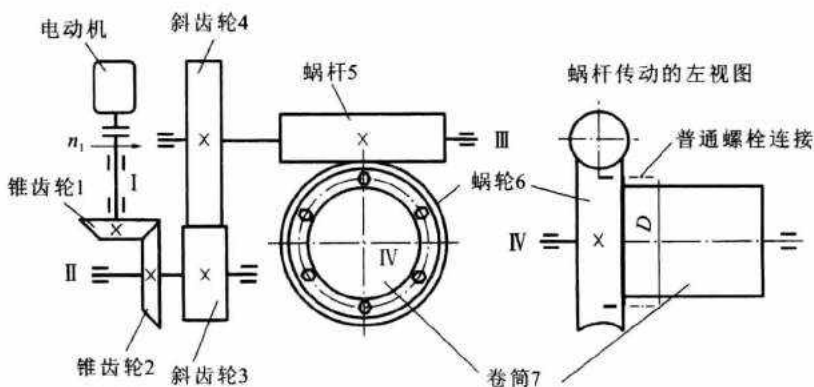
(1) 若要使轴 II 及轴 III 上的轴向力能部分抵消,试确定卷筒 7 的转动方向及两个斜齿轮、蜗杆蜗轮轮齿的螺旋线方向(在试卷的图上画出);

(2) 在左视图上画出蜗杆 5 的圆周力 F_{t5} 及蜗轮 6 的轴向力 F_{a6} 的方向;

(3) 若电动机的转速 $n_1=970$ r/min,额定功率为 $P=5.5$ kW,试问该电动机的输出转矩能否满足要求(通过计算说明)?

(4) 图中的 4 根轴,哪根轴属于心轴?为什么?

(5) 若蜗轮 6 与卷筒 7 结合面之间的摩擦系数 $\mu=0.18$,取可靠性系数 $K_f=1.2$,螺栓材料的抗拉强度 $\sigma_b=500$ MPa、屈服强度 $\sigma_s=400$ MPa,取安全系数 $S=1.5$,试确定所需的螺纹小径 d_1 。



七、

图示轴由一对 30309 轴承支承,轴上零件所受的径向力 $F_r=5000$ N,轴向力 $F_a=2000$ N。取载

荷系数 $f_p=1.4$,图上尺寸的单位为 mm。试求:

(1) 两轴承所受的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} ;

(2) 两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} 、 F_{a2} ;

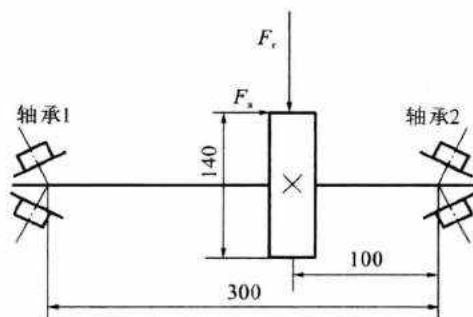
(3) 两轴承的当量动载荷 P_1 、 P_2 。

附注:①派生轴向力 $S=F_r/(2Y)$

② $e=0.35$;

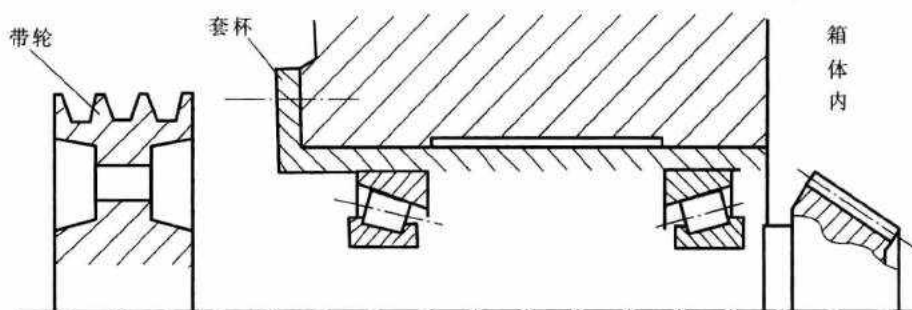
当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $X=1, Y=0$;

当 $F_a/F_r > e$ 时, $X=0.4, Y=1.7$



八、

图示为未设计完成的小锥齿轮轴系部件结构,锥齿轮与轴做成一体,轴承油润滑。轴上零件的位置已定,但部分零件的孔径未定。试根据装拆、定位、固定、调整、密封等要求,完成轴系的结构设计(注:倒角、圆角可省略)。请在试卷上作图。





一、填空题

1. 根据机构组成原理,可将零自由度的杆组依次连接到原动件和机架上去,或者在原有机构的基础上,搭接_____的杆组,均可设计出新的机构。
2. 平面运动副按其接触特性,可分成_____。
3. 偏心轮机构是由_____机构演化而来的。
4. 在平面四杆机构中,如取最长杆作为机架,则可得到_____。
5. 在曲柄摇杆机构中,以摇杆为主动件、曲柄为从动件时,则曲柄与连杆处共线位置时称为_____。
6. 在工程上,为提高生产率,往往要求作往复运动的从动件在工作行程时,速度慢些,在空行程时,速度快些,这种运动性质,称为_____。
7. 平底垂直于运动方向的直动从动件凸轮机构,其压力角为_____。
8. 理论廓线相同,而实际廓线不同的两个对心直动滚子从动件盘形凸轮机构,其运动规律是_____的。
9. 无侧隙啮合,就是指一对齿轮啮合传动时,一齿轮齿厚的两侧齿廓和与其相啮合齿轮齿槽的两侧齿廓,在_____上紧密相切接触。
10. 渐开线正变位直齿圆柱齿轮的分度圆齿厚_____齿槽宽。
11. 齿顶厚是限制单个齿轮变位系数_____的条件。
12. 在周转轮系中,行星架与中心轮的几何轴线必须_____,否则便不能转动。
13. 不完全齿轮机构安装瞬心线附加杆的目的是为了_____。

二、多项选择题(4个备选答案,2~3个正确答案,选一个不得分)

1. 曲柄摇杆机构的死点发生在摇杆为主动件,且_____位置。
A. 摇杆与机架共线 B. 机构压力角为 90°
C. 曲柄与连杆共线 D. 从动杆与机架共线
2. 铰链四杆机构存在曲柄的必要条件是最短杆与最长杆长度之和小于或等于其他两杆之和,或是取_____为机架。
A. 最短杆 B. 最长杆 C. 最短杆的对边 D. 最短杆相邻边
3. 对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构的推程压力角超过许用值时,可采用_____措施来解决。
A. 增大基圆半径 B. 改用滚子从动件
C. 改变凸轮转向 D. 改为偏置直动尖顶从动件
4. 与其他机构相比,凸轮机构最大的优点是_____。
A. 可实现各种预期的运动规律 B. 便于润滑

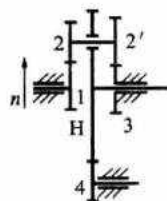
- C. 易实现执行构件的预期动作控制 D. 从动件的行程可较大
5. 渐开线直齿圆柱齿轮传动的重合度是实际啮合线段与_____的比值。
A. 齿距 B. 基圆齿距 C. 齿槽宽 D. 法节
6. 两渐开线齿轮的齿形相同, 则_____。
A. 它们的模数一定相等 B. 它们一定满足正确啮合条件
C. 它们的齿顶圆压力角一定相等 D. 它们的分度圆压力角与模数一定相等
7. 一个 K 大于 1 的铰链四杆机构与 $K=1$ 的对心曲柄滑块机构串联组合, 该串联组合而成的机构, 当_____时有急回运动。
A. 铰链四杆机构为原动件 B. 曲柄滑块机构为原动件
C. 滑块为原动件时 D. 滑块为输出构件时
8. 相对运动的两构件(即两刚体)的相对速度为零的重合点为_____。
A. 速度瞬心 B. 瞬时绝对速度相等的重合点
C. 瞬时绝对速度相等的同速点 D. 速度相等的同速点
9. 下述四个措施中, _____能降低转动副轴颈中的摩擦力矩。
A. 减小轴颈的直径 B. 加注润滑油
C. 略微增大轴承与轴颈的间隙 D. 增加轴承的长度
10. 对于机构中作往复运动和平面复合运动的构件, 其在运动中产生的惯性力不能在构件本身予以平衡, 必须就整个机构加以平衡。机构惯性力的平衡有_____。
A. 完全平衡 B. 构件平衡 C. 部分平衡 D. 配重平衡

三、计算题

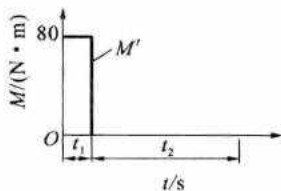
1. 用齿条刀具加工一直齿圆柱齿轮。设已知被加工齿轮轮坯的角速度 $\omega_1 = 5 \text{ rad/s}$, 刀具移动速度为 0.375 m/s , 刀具的模数 $m = 10 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha = 20^\circ$, 求:

- (1) 被加工齿轮的齿数 z ;
- (2) 若齿条分度线与被加工齿轮中心的距离为 77 mm , 求被加工齿轮的分度圆齿厚 s ;
- (3) 若已知该齿轮 1 与大齿轮 2 啮合时的传动比 $i_{12} = 4$, 实际中心距 $a' = 377 \text{ mm}$, 求两个齿轮的节圆半径 r_1', r_2' 以及啮合角 α' 。

2. 在如图所示轮系中, 已知 $z_1 = z_2' = 25$, $z_2 = z_3 = z_4 = 20$, $z_H = 100$, 试求传动比 i_{14} 以及 n_4 的转向。



3. 某机组由发动机供给的驱动力矩 $M_d = \frac{1000}{\omega} = N \cdot m$ (即发动机输出力矩与瞬时角速度成反比), 阻力矩 M_r 变化如下图所示。 $t_1 = 0.1 \text{ s}$, $t_2 = 0.9 \text{ s}$, 若忽略其他构件的转动惯量, 求在 $\omega_{\max} = 134 \text{ rad/s}$, $\omega_{\min} = 116 \text{ rad/s}$ 状态下飞轮的转动惯量。



四、设计题

试分析图示水果削皮机是如何工作的, 试画出其机构简图, 并提出改进意见。

五、单项选择题

- 某零件受 $r = -0.4$ 的稳定循环变应力作用, 应力幅 $\sigma_a = 140 \text{ MPa}$, 则平均应力 $\sigma_m =$ _____ MPa。
A. -80 B. 60 C. -200 D. 200
- 对于普通 B 型平键连接, 与它相配的轮毂上的键槽应 _____。
A. 两端为圆头 B. 两端为方头 C. 一端方头 D. 制成通槽
- 按齿面接触疲劳强度设计齿轮传动时, 若两齿轮材料的许用接触应力 $\sigma_{\text{HP1}} \neq \sigma_{\text{HP2}}$, 在设计公式中应代入 _____ 进行计算。
A. σ_{HP1} B. σ_{HP2} C. 小值 D. 大值
- 设计标准斜齿圆柱齿轮时, 齿形系数 Y_{Fa} 应按 _____ 查取。
A. 法面模数 m_n B. 端面模数 m_t C. 实际齿数 z D. 当量齿数 z_v
- 当蜗杆传动的滑动速度超过 15 m/s 时, 蜗轮材料应选用 _____。
A. ZCuAl10Fe3 B. ZCuSn10P1 C. 45 钢 D. 灰铸铁
- 带传动在工作时产生弹性滑动, 原因之一是由于 _____。
A. 包角太小 B. 初拉力太小 C. 紧、松边拉力不等 D. 过载
- 关于普通 V 带横截面上的应力, _____ 是错误的。
A. 离心拉应力只作用在绕过带轮时的那一部分带上
B. 带轮基准直径越小, 带横截面上的弯曲应力越大
C. 带横截面的最大应力为 $\sigma_{\max} = \sigma_t + \sigma_c + \sigma_{bl}$
D. 带横截面的最大应力发生在紧边刚开始绕上小带轮处
- 为了减小链传动的运动不均匀性和动载荷, 设计时应 _____。
A. 增大链节距, 增加链轮齿数 B. 减小链节距, 减少链轮齿数
C. 增大链节距, 减少链轮齿数 D. 减小链节距, 增加链轮齿数
- 普通自行车的后轮轴属于 _____。
A. 固定心轴 B. 转动心轴 C. 传动轴 D. 转轴
- 一旋转的轴受径向静载荷作用时, 此轴产生的弯曲应力是 _____。
A. 静应力 B. 脉动循环变应力

C. 对称循环变应力 D. 都有可能

11. 下列措施_____并不能有效提高轴的刚度。

A. 增大轴径

B. 减小跨距

C. 用合金钢代替碳素钢

D. 合理地布置轴上零件

12. 为防止非液体摩擦滑动轴承出现胶合失效, 应按公式_____校核。

A. $p \leq [p]$

B. $p v \leq [p v]$

C. $v \leq [v]$

D. $n \leq [n]$

13. 验算滑动轴承最小油膜厚度 h_{\min} 的主要目的是_____。

A. 确定轴承能否获得液体摩擦

B. 控制轴承的发热量

C. 计算轴承内部的最大摩擦阻力

D. 控制轴承的压强 p

14. 当圆柱螺旋弹簧的簧丝直径一定时, 若弹簧指数 C 选得越小, 则_____。

A. 弹簧尺寸越大

B. 弹簧丝越长

C. 刚度越小

D. 刚度越大

15. 在套简式联轴器、齿轮联轴器、凸缘联轴器、万向联轴器、尼龙柱销联轴器等五种联轴器中, 能补偿较大角位移的联轴器有_____。

A. 1 种

B. 2 种

C. 3 种

D. 4 种

六、

如下图所示, 电动机经蜗杆传动、螺旋传动带动工作台前后移动, 螺旋副、蜗杆都是右旋, 蜗杆 $z_1=1$, 蜗轮 $z_2=60$, 螺旋副的螺距 $p=4$ mm (单头), 电动机转速 $n_1=960$ r/min。求:

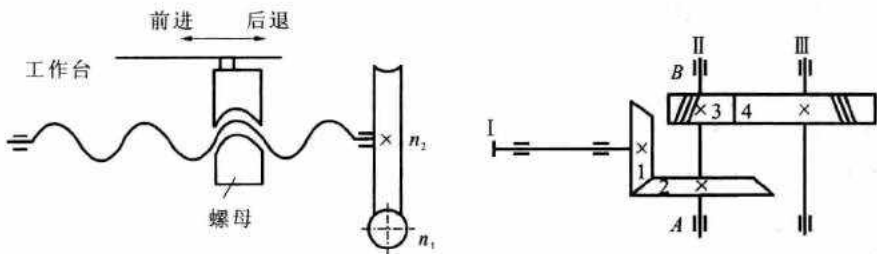
(1) 工作台移动速度 v ;

(2) 工作台前进时蜗杆的转向;

(3) 若蜗杆传动效率 $\eta_1=0.6$, 螺旋副传动效率 $\eta_2=0.3$, 各轴承总效率 $\eta_3=0.9$, 工作台前进阻力为 20000 N, 求电动机所需的功率 P ;

(4) 画出工作台后退时蜗杆、蜗轮的轴向力和圆周力的方向;

(5) 画出蜗轮轮齿的螺旋线方向。



七、

图中直齿锥齿轮 1 的径向力 $F_{r1}=2000$ N, 斜齿圆柱齿轮 3 的圆周力 $F_{t3}=9500$ N, 若要使 II 轴上的轴向力相互抵消, 试确定 I 轴的转向及斜齿圆柱齿轮分度圆螺旋角 β 的大小 (I 轴是输入轴, 忽略摩擦力)。

八、

有一圆柱形储气罐, 圆形罐盖用 12 个普通螺栓与罐体连接 (周向均布)。安装时每个螺栓的预紧力 $P=15000$ N, 罐内气压 $p=0.9$ MPa, 罐体内径 $D=400$ mm; 螺栓材料采用 45 钢, 抗

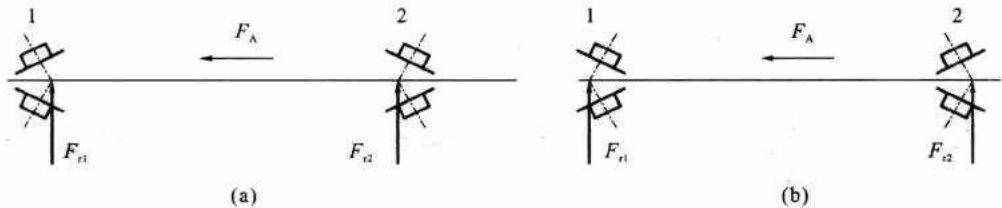
拉强度 $\sigma_b = 800 \text{ MPa}$, 屈服强度 $\sigma_s = 640 \text{ MPa}$; 取安全系数 $S = 3$; 罐盖与罐体接合面间放置有密封垫片, 所以 $C_1 = 4C_2$, C_1 是螺栓的刚度, C_2 是被连接件的刚度。试确定螺栓的公称直径。

普通粗牙螺纹基本尺寸

大径 d	10	12	14	16	18	20	22	24
小径 d_1	8.376	10.106	11.835	13.835	15.294	17.294	19.294	20.725
中径 d_2	9.026	10.863	12.701	14.701	16.376	18.376	20.376	22.501

九、

如图所示, 某轴由一对 30206 轴承支承, $F_{r1} = 800 \text{ N}$, $F_{r2} = 1700 \text{ N}$, 轴向外载 $F_A = 580 \text{ N}$, 载荷系数 $f_p = 1.4$, 轴的转速 $n = 1460 \text{ r/min}$, 轴承的预期寿命为 95000 h, 常温下工作。现有 (a)、(b) 两种安装方案, 试根据计算结果, 判断两种安装方案的轴承是否都满足寿命要求。



附: 30206 轴承的相关参数

e	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$	S	C_r	C_{0r}
0.37	$X=1, Y=0$	$X=0.4, Y=1.6$	$F_r/(2Y)$	43200 N	50500 N

一、

1. 图 1-1 所示为牛头刨床切削运动机构的基础机构与组合机构方案, AB 杆为原动件, 试

- (1) 分别进行杆组分析;
- (2) 说明机构是否存在急回特性;
- (3) 在何条件下机构会出现死点;
- (4) 组合机构与基础机构相比有哪些主要优点。

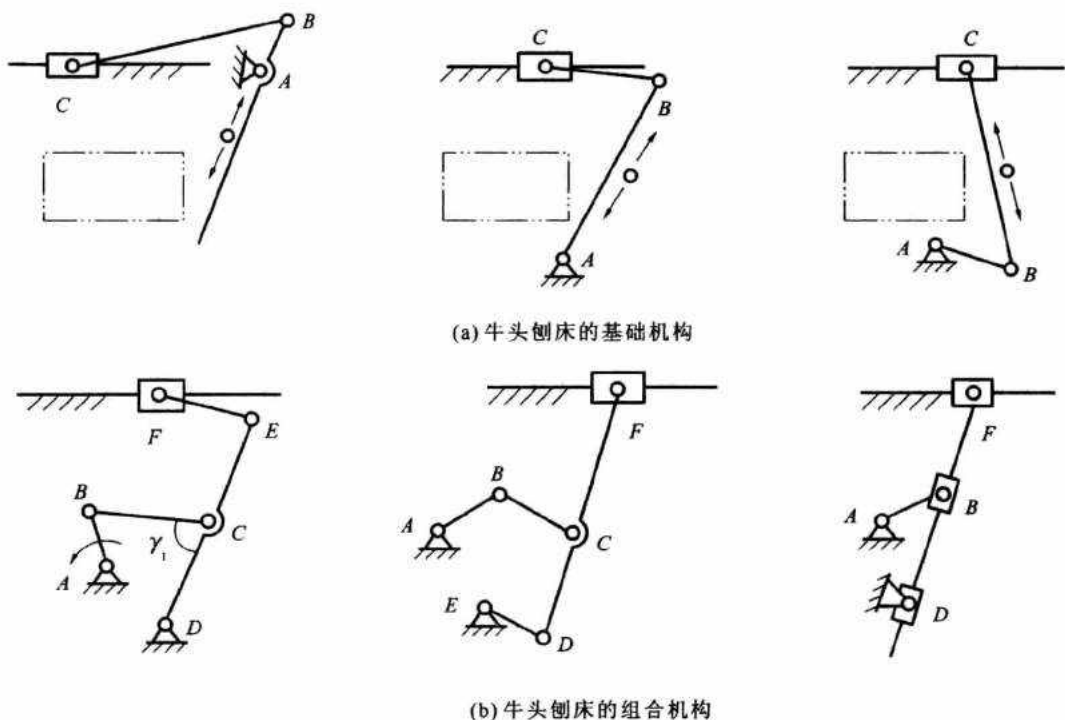


图 1-1

2. 试计算图 1-2 所示机构的自由度, 说明六杆机构由哪两个基本机构组成, 有何特点, 是否存在急回特性? 在何条件下图示机构存在死点?

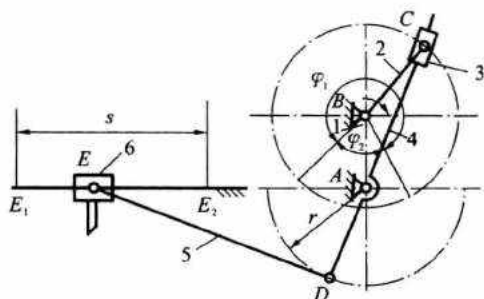


图 1-2

3. 如图 1-3 所示凸轮机构, 凸轮的实际廓线为一圆, 半径 $R=40\text{ mm}$, 凸轮逆时针转动。圆心 A 至转轴 O 的距离 $l_{OA}=25\text{ mm}$, 滚子半径 $r_f=8\text{ mm}$ 。试确定:

- (1) 凸轮的理论廓线;
- (2) 凸轮的基圆半径 r_b ;
- (3) 从动件的行程 h ;
- (4) 推程中的最大压力角 α_{\max} 。

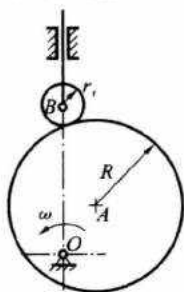


图 1-3

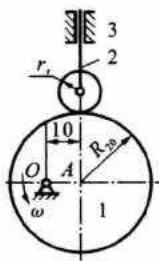


图 1-4

4. 如图 1-4 所示凸轮机构, 若其他条件不变,

- (1) 改变滚子半径, 从动件运动规律是否改变?
- (2) 改变凸轮的转向, 从动件运动规律是否改变?
- (3) 如偏距 e 变为 0, 从动件运动规律是否改变? 要说明理由。

二、

1. 一对渐开线直齿圆柱标准齿轮如图 2-1 所示, 已知: $m=3\text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, $c^*=0.25$, $z_1=26$, $z_2=54$, 结构设计时发现轮 2 齿顶圆与轴 III 干涉 1 mm, 改进设计时要求轮 2 齿顶圆与轴 III 还需相距 1 mm, 请在保持各轴位置、传动比 i_{12} 不变条件下重新设计这对齿轮, 并计算两轮的节圆直径、基圆直径、齿顶圆直径、齿根圆直径。

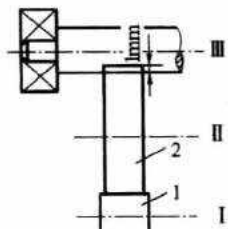


图 2-1

2. 在图 2-2 所示机构中, 已知各直齿圆柱齿轮模数均为 2 mm, $z_1 = 15$, $z_2 = 32$, $z_{2'} = 20$, $z_3 = 30$, 要求齿轮 1、3 同轴线。试问:

- (1) 齿轮 1、2 和齿轮 2'、3 应选什么传动类型最好? 为什么?
- (2) 当齿轮 1、2 的齿数与模数不变时, 是否可改用一对标准斜齿轮来凑中心距? 为什么?
- (3) 当用范成法(如用滚刀)来加工齿数为 $z_1 = 15$ 的斜齿轮时, 是否会产生根切?

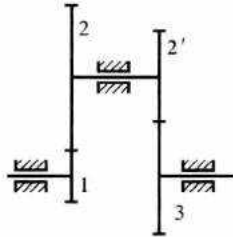


图 2-2

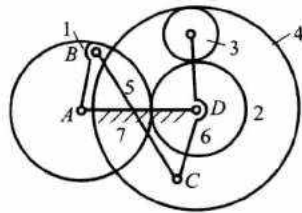


图 2-3

3. 图 2-3 所示为用于间歇输送钢带的组合机构, 由铰链四杆机构与齿轮系组成, AB 杆与齿轮 1 固接, 运动由齿轮 1 输入, 设各轮的齿数 z_1, z_2, z_3, z_4 为已知, 试计算机机构的自由度, 并分析 n_1/n_6 为多大时, 轮 4 才能瞬时间歇。

三、

1. 填空题

- (1) 曲柄摇杆机构的死点发生在_____为主动件, 且_____的位置。
- (2) 某曲柄摇杆机构的曲柄匀速转动, 极位夹角 θ 为 30° , 摇杆工作行程需时 7 s。则摇杆空回行程需时_____秒, 曲柄每分钟转数是_____转。
- (3) 对心直动尖顶从动件盘形凸轮机构的推程压力角超过许用值时, 可采用_____的措施来解决。
- (4) 变位齿轮与标准齿轮它们的模数与压力角、分度圆、基圆相同, 但齿顶圆、齿根圆和分度圆的_____不同。
- (5) 渐开线齿轮在不同圆周上的压力角不相同, 在_____圆上压力角最大; 在_____圆上压力角为 0° ; 在_____圆上压力角取标准值。
- (6) 图 3-1 所示为某机器的等效驱动力矩 $M_d(\phi)$ 和等效阻力矩 $M_r(\phi)$ 的线图, 其等效转动惯量为常数, 该机器的主轴位置角 ϕ 等于_____时, 主轴角速度达到 ω_{\max} , 主轴位置角 ϕ 等于_____时, 主轴角速度达到 ω_{\min} 。
- (7) 某机器的主轴平均角速度 $\omega_m = 100 \text{ rad/s}$, 机器运转的速度不均匀系数 $\delta = 0.05$, 则该机器的最大角速度 ω_{\max} 等于_____ rad/s。最小角速度 ω_{\min} 等于_____ rad/s。
- (8) 在建立机械的等效力学模型时, 应按_____的原则来计算等效力矩, 按_____的原则来计算等效转动惯量。
- (9) 机械系统有目的性、_____、_____、环境适应性等四个特性。
- (10) 单向间歇运动机构中_____的间歇回转角在较大的范围内可以调节。

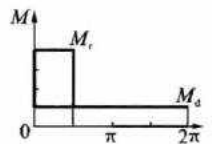


图 3-1

2. 试利用机构的特性改进图 3-2 所示旅行箱, 实现上楼梯和在平地拖动, 并带可折叠轻便座椅的功能, 试画出机构草图。(提示可利用旅行箱拖动把手与支架构思出可折叠座椅)



图 3-2

四、填空题

- 带传动工作时产生弹性滑动的主要原因是_____和_____。
- 带传动时, 带中的应力有_____, _____和_____, 且最大应力发生在_____处。
- 设计时, 为改善滚子链传动的运动不均匀性, 可_____节距 p 或_____齿数 z 。
- 当采用一个平键不能满足强度要求时, 则可采用双键连接, 但应按_____个键进行强度计算。
- 形成动压油膜的必要条件是: 两摩擦面形成收敛的楔形间隙, 间隙内连续充满一定黏度的流体, 两摩擦面_____。
- 设计液体摩擦动压向心滑动轴承时, 如果增大相对间隙 ψ , 则工作时轴承的承载能力_____, 润滑油的温升_____。
- 圆柱形螺旋弹簧的有效圈数 n 是按弹簧的_____条件计算得到的。
- 闭式硬齿面齿轮传动的主要失效形式是_____, 故通常先按_____强度进行设计计算, 然后按_____强度进行校核。
- 设计圆柱齿轮时, 为便于装配, 通常使小齿轮的齿宽_____于大齿轮的齿宽; 选择齿宽系数 ϕ_d 时, 若齿轮不对称布置、轴刚性差, 则 ϕ_d 应选得_____一些。
- 蜗杆的头数 z_1 越少, 则蜗杆传动的效率越_____。
- 单万向联轴器可补偿较大的_____。

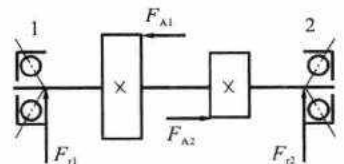
五、

图示轴用两个同型号的滚动轴承支承, 常温下工作。已知: 两齿轮上的轴向力分别为 $F_{A1} = 2000 \text{ N}$, $F_{A2} = 1100 \text{ N}$, 方向如图; 两轴承所受的径向载荷分别为 $F_{r1} = 3600 \text{ N}$, $F_{r2} = 6000 \text{ N}$ 。载荷有轻微冲击, 取 $f_p = 1.2$; 轴的转速 $n = 1470 \text{ r/min}$; 预期寿命 $L_{10} = 5000 \text{ h}$ 。试确定:

- (1) 两轴承的轴向载荷 F_{a1} , F_{a2} ;
- (2) 两轴承的当量动载荷 P_1 , P_2 ;
- (3) 轴承的寿命是否满足要求。

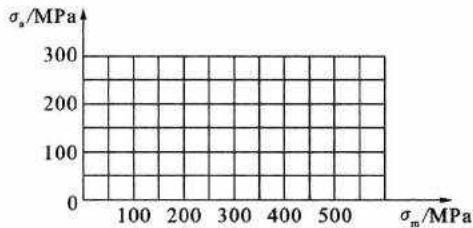
附注: 可能用到的公式和资料:

- ① $S = 0.7F_r$, $e = 0.68$, $C_r = 47500 \text{ N}$ 。
- ② 当 $F_a/F_r \leq e$ 时, $X = 1, Y = 0$;
当 $F_a/F_r > e$ 时, $X = 0.41, Y = 0.87$ 。



六、

一零件工作时受稳定循环变应力作用,已知 $\sigma_{\max}=200 \text{ MPa}$, $r=-0.3$, 零件材料的 $\sigma_s=550 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1}=400 \text{ MPa}$, $\sigma_0=500 \text{ MPa}$, 综合影响系数 $(K_\sigma)_D=1.6$ 。试绘出该零件的简化极限应力图(要标出关键点的坐标)并用作图法求出该零件的极限应力 σ_r 。(在本试卷上作图)

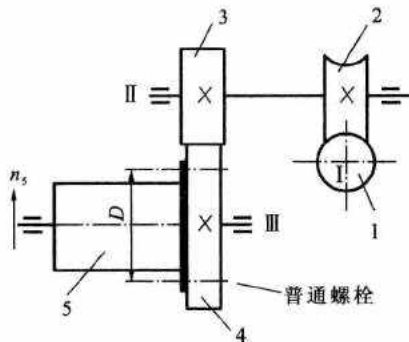


七、

图示为某卷扬机中的蜗杆蜗轮-斜齿圆柱齿轮两级传动。已知:蜗杆 1 的螺旋线方向为左旋,卷筒 5 的转动方向如图 n_5 所示;斜齿轮 4 与滚筒 5 用 z 个周向均布的普通螺栓连接成一体;滚筒 5 的输出转矩 $T_5=4500 \text{ N} \cdot \text{m}$;蜗杆蜗轮的传动比 $i_{12}=30$ 、传动效率 $\eta_{12}=0.83$,斜齿轮的传动比 $i_{34}=4.2$ 、传动效率 $\eta_{34}=0.97$ 。

- (1) 试确定蜗杆 1 的转动方向 n_1 ;
- (2) 若使蜗轮 2 与斜齿轮 3 的轴向力抵消,试确定两斜齿轮的螺旋线方向;
- (3) 画出蜗杆 1 及斜齿轮 4 所受的圆周力 F_t 和轴向力 F_a 方向;
- (4) 若 $n_1=1000 \text{ r/min}$,选 3 kW 电动机是否可行(根据计算结果判断)?
- (5) 对于轴 II 和轴 III,哪根轴属于心轴?为什么?

(6) 若斜齿轮 4 与滚筒 5 接合面之间的摩擦系数 $\mu=0.16$,取可靠性系数 $K_f=1.25$,螺栓分布圆直径 $D=490 \text{ mm}$,螺纹小径 $d_1=13.835 \text{ mm}$,螺栓材料的屈服强度 $\sigma_s=320 \text{ MPa}$,取安全系数 $S=2.5$,试确定所需的螺栓数 z 。

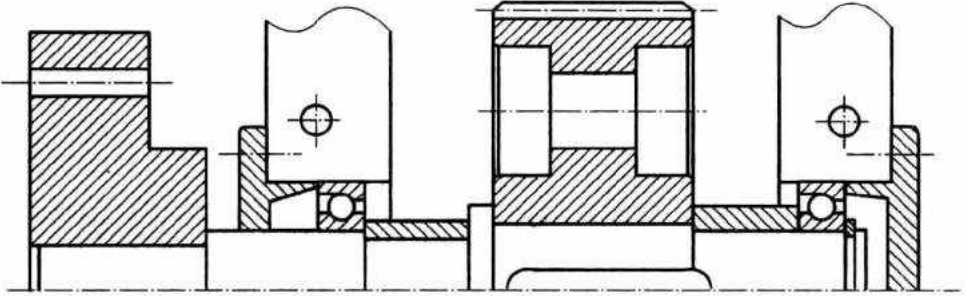


八、

改正图中轴系结构错误及不合理之处，并简要说明原因。

注意：轴不长且工作温升不高；过渡圆角及倒角已简化；

（在本试卷原图上改正并简述原因）



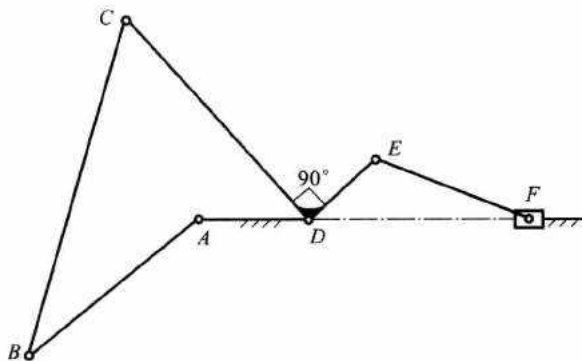
一、分析简答题

1. 试分析并简述车床加工阶梯轴时,刀架进给凸轮的工作过程对凸轮机构从动件运动规律有何要求,画出机构工作原理草图。
2. 试分析并简述根据给定两连架杆的位置设计四杆机构的过程。
3. 试根据机构组合的特点,举出两种能扩大从动件工作行程的机构,并画出机构草图。
4. 试根据渐开线性质分析并简述渐开线齿轮齿廓的啮合传动能满足齿廓啮合基本定律的理由。
5. 试推证渐开线齿轮法向齿距 p_n 、基圆齿距 p_b 和分度圆齿距 p 之间的关系式为 $p_n = p_b = p \cos \alpha = \pi m \cos \alpha$ 。
6. 试分析机构的平衡与转子平衡的差别,简述机构平衡的原理及方法。

二、设计题

1. 图示平面连杆机构中,若 AB 杆为主动件,已知各构件长度为 $l_{AB} = 160 \text{ mm}$, $l_{BC} = 260 \text{ mm}$, $l_{CD} = 200 \text{ mm}$, $l_{AD} = 80 \text{ mm}$, $l_{DE} = 65 \text{ mm}$, $l_{EF} = 120 \text{ mm}$, 试:

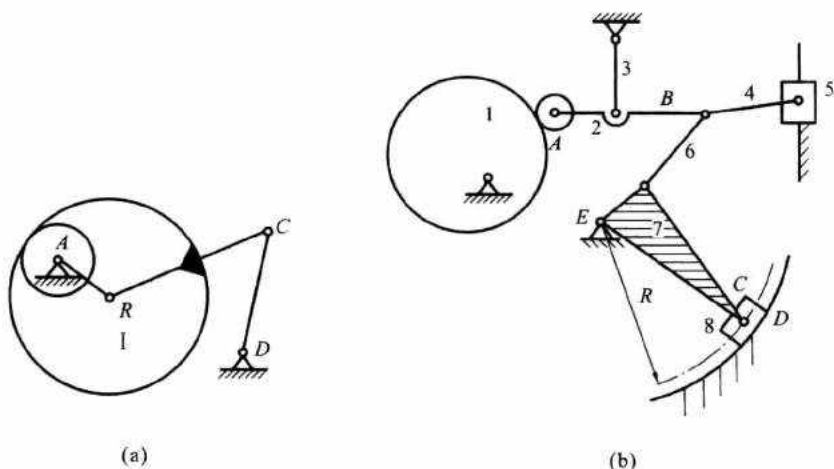
- (1) 分别判断两个四杆机构的类型;
- (2) 画出输出机构的最小传动角;
- (3) 判断机构是否存在急回运动;
- (4) 何条件下机构会出现死点。



2. 试利用凸轮机构的特点,在游乐场为儿童设计一种仿骑马奔腾效果的安全自行车,画出机构草图。

三、计算题

1. 试分别计算图示组合机构的自由度。

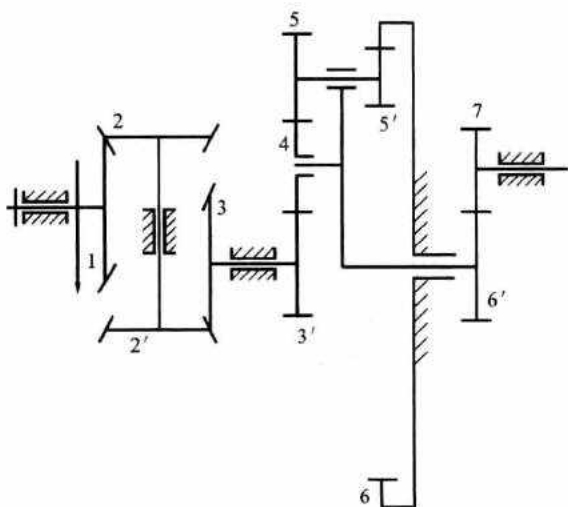


2. 在某机床主轴箱中,有一对外啮合渐开线直齿圆柱齿轮传动,已知 $z_1 = 17, z_2 = 118, m = 5 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, a' = 337.5 \text{ mm}$ 。

现已发现小齿轮严重磨损,拟将其报废。大齿轮磨损较轻(沿齿厚方向的磨损量为 0.75 mm),拟修复使用,要求新设计小齿轮的齿顶厚尽可能大些,试设计这对齿轮,并分别计算其齿顶圆、齿根圆直径。

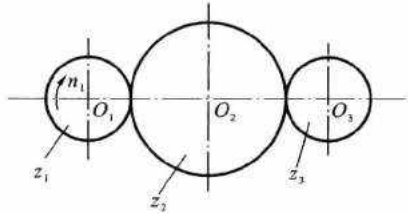
3. 在某设备中有一对渐开线直齿圆柱齿轮,已知 $z_1 = 26, i_{12} = 5, m = 3 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1, c^* = 0.25$ 。在技术改造中,提高了原动机的转速。为了改善齿轮传动的平稳性,要求在不降低强度、不改变中心距和传动比的条件下,将直齿轮改为斜齿轮,并希望将分度圆螺旋角限制在 20° 以内,试确定 z_1, z_2, m_n 。

4. 图示轮系中,若齿轮 1 每分钟转 19 转, $z_1 = 90, z_2 = 60, z_2' = 40, z_3 = 30, z_3' = 24, z_4 = 18, z_5 = 15, z_5' = 30, z_6 = 105, z_6' = 35, z_7 = 32$, 求齿轮 7 转速大小及方向。



四、判断题(正确的打“√”,错误的打“×”;但不能全部打“√”或全部打“×”,否则本大题不得分)

1. 一零件受稳定循环变应力作用,已知最大应力 $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$,循环特征 $r = -0.5$,则应力幅 $\sigma_s = 225 \text{ MPa}$ 。()
2. 现要设计一带传动,在功率不变的前提下,主动轮有两种转速:500 r/min 和 1000 r/min,为保证带的传动能力,应按 1000 r/min 设计。()
3. 一滚子链标记为:20A-1-152 GB/T 1243—2006,可知这条滚子链是单排的。()
4. 一齿轮传动装置如图所示,若轮 1 为主动轮,则轮 2 每转一周同侧齿面只啮合一次,且轮 2 的齿根弯曲应力可看成对称循环变应力。()



5. 普通平键的截面尺寸主要根据传递的转矩大小确定。()
6. 采用轴肩对轴上零件进行轴向定位时,应使轴肩高度 h 及轴肩处的过渡圆角半径 r 均大于轴上零件毂孔端部的倒角尺寸 C 。()
7. 在受轴向变载荷作用的紧螺栓连接结构中,若在两个被连接件结合面之间加入橡胶垫片,则可提高螺栓的疲劳强度。()
8. 滚柱式定向离合器工作时,有时从动轴的转速可能超过主动轴。()
9. 若被连接的两轴有较大的径向位移,则可选用双万向联轴器。()
10. 圆柱螺旋拉伸弹簧的簧丝直径是根据强度条件确定的,而圈数是根据刚度条件确定的。()

五、问答题

1. 带传动的弹性滑动与打滑有何区别? 设计 V 带传动时为什么要限制小带轮的最小直径?
2. 若一对圆柱齿轮相对于轴承非对称布置,那么齿轮是靠近转矩输入端布置好还是远离转矩输入端布置好(说明原因)? 现有 A、B 两对齿轮,A 对齿轮齿面硬度为 260~280 HBS,B 对齿轮齿面硬度 52 HRC,设计时选择齿宽系数 ϕ_d ,试问哪对齿轮的 ϕ_d 应取小些,为什么?
3. 有一对标准直齿圆柱齿轮传动,查得齿形系数 $Y_{Fa1} = 2.83$ 、 $Y_{Fa2} = 2.41$,应力修正系数 $Y_{Sa1} = 1.65$ 、 $Y_{Sa2} = 1.77$ 。许用弯曲应力 $\sigma_{FP1} = 300 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{FP2} = 290 \text{ MPa}$,已算得小齿轮齿根弯曲应力 $\sigma_{F1} = 285 \text{ MPa}$ 。试问:两个齿轮的弯曲疲劳强度是否均满足要求? 按弯曲强度设计时 $Y_{Fa} Y_{Sa} / \sigma_{FP}$ 应代入小齿轮的还是大齿轮的?(两个问题均需通过计算说明)
4. 液体摩擦动压向心滑动轴承的宽径比(l/d)、相对间隙(Ψ)和润滑油黏度对轴承的承载能力及温升有何影响? 液体摩擦动压向心滑动轴承正常工作时偏心距 e 会等于零吗? 为什么?
5. 轴的强度计算方法有:按扭转强度计算和按弯扭合成强度计算。这两种强度计算方法有何区别? 各适用于何种场合? 当量弯矩 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中, α 的含义是什么?

六、

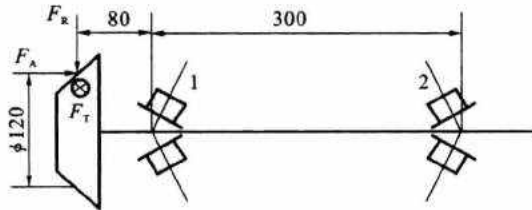
图示锥齿轮轴由一对圆锥滚子轴承支承。已知：作用在锥齿轮上的圆周力 $F_T = 5000 \text{ N}$ 、径向力 $F_R = 1700 \text{ N}$ 、轴向力 $F_A = 620 \text{ N}$ ，载荷有冲击，取载荷系数 $f_p = 1.1$ 。尺寸如图(单位 mm)。试确定：

- ① 两轴承所受的径向载荷 F_{r1} 、 F_{r2} ；
- ② 两轴承所受的轴向载荷 F_{a1} 、 F_{a2} ；
- ③ 两轴承的当量动载荷 P_1 、 P_2 ；
- ④ 应按哪个轴承计算寿命？

注： $S = \frac{F_r}{2Y}$ ， $e = 0.31$ ；

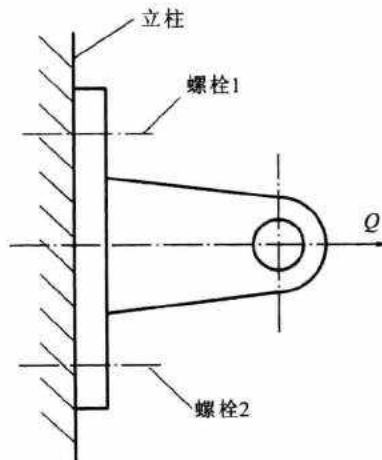
当 $F_a/F_r = e$ 时， $X = 1$ 、 $Y = 0$ ；

当 $F_a/F_r > e$ 时， $X = 0.4$ 、 $Y = 1.9$ 。



七、

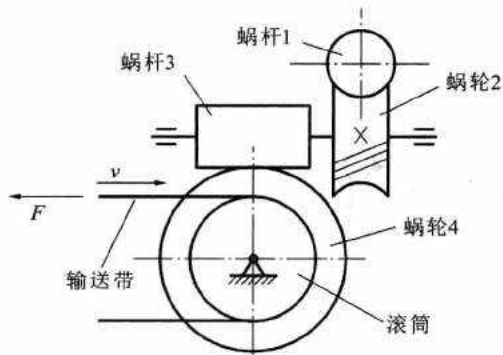
如图所示，一受拉零件用两个普通螺栓固定在立柱上。已知：拉力 $Q = 8400 \text{ N}$ ；螺栓材料的屈服强度 $\sigma_s = 240 \text{ MPa}$ ，取安全系数 $S = 2.5$ ；装配时每个螺栓的预紧力 $F' = 3000 \text{ N}$ ；被连接件的刚度 $C_2 = 2C_1$ ， C_1 为螺栓的刚度。为保证连接可靠，试确定所需的螺栓直径 d_1 ，并验证被连接件结合面间是否会出现缝隙。



八、

图示为带式输送装置中的两级蜗杆传动,滚筒与蜗轮 4 连接成一体,蜗杆 1 为输入构件。蜗轮 2 的螺旋线方向如图所示。已知:两级蜗杆传动的效率分别是: $\eta_{12}=0.75$ 、 $\eta_{34}=0.70$,工作时输送带的线速度 $v=0.12$ m/s、有效拉力 $F=15500$ N,方向如图所示。

- (1) 若选用额定功率 $P=3$ kW 的电动机驱动蜗杆 1,能否满足要求?(通过计算说明)
- (2) 要求蜗轮 2 与蜗杆 3 的轴向力方向相反,试确定蜗杆 1 的转动方向 n_1 及蜗轮 2 的转动方向 n_2 ,并确定蜗杆 3 及蜗轮 4 的螺旋线方向。
- (3) 在受力点画出蜗杆 3 和蜗轮 4 的圆周力 F_{t3} 、 F_{t4} 及轴向力 F_{a3} 、 F_{a4} 的方向(\odot 表示向外, \otimes 表示向里)。
- (4) 根据受力情况分析,蜗杆 3 所在的中间轴属于哪种类型的轴?





一、填空题

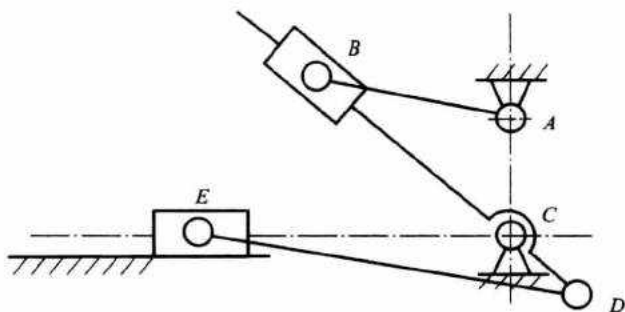
1. 在短圆柱滚子轴承, 推力球轴承, 圆锥滚子轴承, 调心滚子轴承和深沟球轴承 5 类轴承中, _____ 能很好地承受径向载荷与轴向载荷的联合作用; 而 _____ 则具有良好的调心作用。
2. 圆柱蜗杆传动中, 当蜗杆主动时, 蜗杆的头数 z 越多, 其传动啮合效率 η _____; 蜗杆传动的自锁条件为 _____, 蜗杆的头数 z 越小, 越容易自锁。
3. 圆柱形拉-压螺旋弹簧, 若载荷 F 、中径 D_2 和弹簧材料均不变, 把簧丝直径 d 和工作圈数 n 都增大两倍, 则其变形 λ 约为 _____。
4. 多级齿轮传动减速器中传递的功率是一定的, 但由于低速级轴的转速 _____ 而使得该轴传递的扭矩 _____, 所以低速级轴的直径要比高速级轴的直径粗得多。
5. 带传动采用张紧轮的目的是 _____。
6. 双头螺柱连接和螺钉连接常常用于被连接件较厚而不宜钻通孔的场合, 其中双头螺柱连接则用于 _____ 的场合; 而螺钉连接则用于 _____ 的场合。
7. 轮系运转时, 如果各齿轮轴线的位置都固定不动, 则称之为 _____; 轮系运转时, 至少有一个齿轮轴线的位置不固定, 而是绕某一固定轴线回转, 则称该轮系为 _____; 按照自由度数目的不同, 又可将周转轮系分为 _____ 与 _____ 两类。
8. 在同样材料条件下, 三角形螺纹的摩擦力矩 _____ 矩形螺纹的摩擦力矩, 因此它多用于 _____ 中, 而矩形螺纹则多用于 _____ 中。
9. 凸轮机构从动件的最大位移称为 _____。
10. 一对心曲柄滑块机构, 若演化成以滑块为机架, 则其成为 _____ 机构, 若演化成以曲柄为机架, 则其成为 _____ 机构。

二、简答题

1. 一个普通的三级减速传动装置, 其中有斜齿圆柱齿轮传动、直齿圆柱齿轮传动和普通 V 带传动, 试按高速 \rightarrow 低速排列其布置顺序, 并简述理由。
2. 边界摩擦与干摩擦有何区别?
3. 何为机器的“平均速度”和运转“不均匀系数”?
4. 何谓复合铰链、局部自由度和虚约束? 在计算机构自由度时应如何处理?

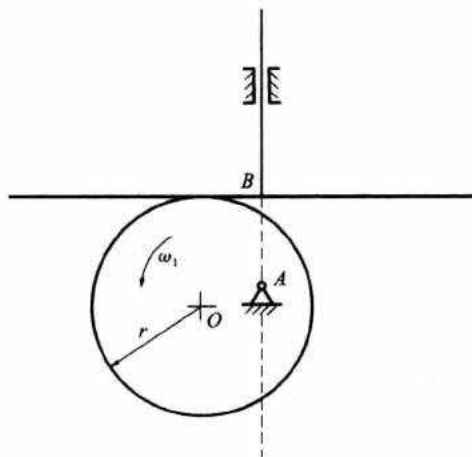
三、分析计算题

1. 图示插床的转动导杆机构中, 已知 $l_{AC} = 50 \text{ mm}$, $l_{CD} = 40 \text{ mm}$, 行程速比系数 $k = 1.4$, 求曲柄 AB 的长度和插刀 E 的行程。又若需行程速比系数 $k = 2$, 则曲柄 AB 的长度应为多少? 此时插刀的行程是否改变?



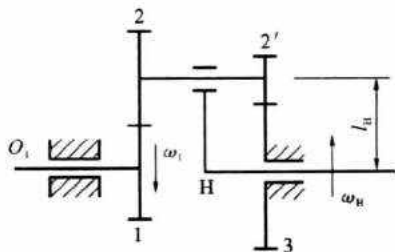
2. 已知如图所示的直动平底推杆盘形凸轮机构, 凸轮为 $r=30\text{ mm}$ 的偏心圆盘, $AO=20\text{ mm}$ 。试求:

- (1) 基圆半径 r_0 和升程 h ;
- (2) 推程运动角 Φ_0 、回程运动角 Φ'_0 、远休止角 Φ_s 和近休止角 Φ'_s ;
- (3) 凸轮机构的最大压力角 α_{\max} 和最小压力角 α_{\min} ;
- (4) 推杆的位移 s 、速度 v 和加速度 a 的方程式;
- (5) 若凸轮以 $\omega_1=10\text{ rad/s}$ 匀速转动, 当 AO 成水平位置时推杆的速度。

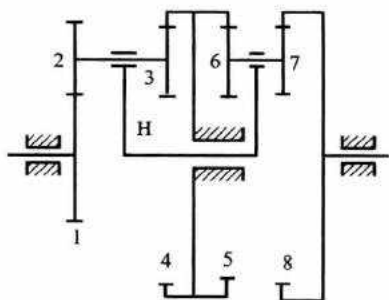


3. 如图所示行星轮系中, 各轮质心均在其中心轴线上, 已知 $J_1=0.01\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_2=0.04\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, $J_{2'}=0.01\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, 系杆对转动轴线的转动惯量 $J_H=0.18\text{ kg}\cdot\text{m}^2$, 行星轮质量 $m_2=2\text{ kg}$, $m_{2'}=4\text{ kg}$, $l_H=0.3\text{ m}$, $i_{1H}=-3$, $i_{12}=-1$ 。在系杆 H 上作用有驱动力矩 $M_H=60\text{ N}\cdot\text{m}$ 。作用在轮 1 上的阻力矩 $M_1=10\text{ N}\cdot\text{m}$ 。试求:

- (1) 等效到轮 1 上的等效转动惯量;
- (2) 等效到轮 1 上的等效力矩。

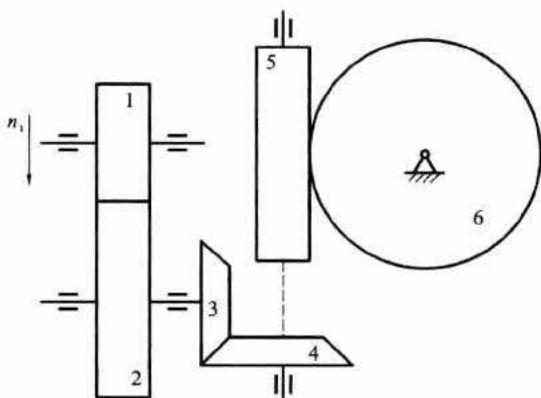


4. 如图所示轮系中, 已知各轮齿数, 求 i_{18} 。



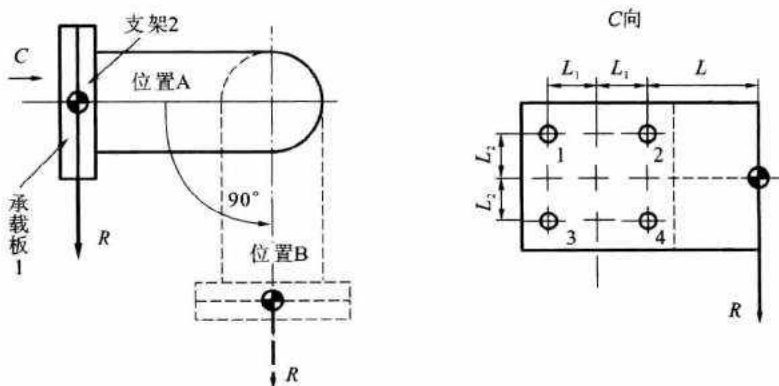
5. 如图所示为斜齿轮、圆锥齿轮、蜗杆传动机构, 试回答问题:

- (1) 合理确定斜齿轮 1、2 和蜗杆 5、蜗轮 6 的螺旋方向;
- (2) 画出斜齿轮 2、蜗轮 6 的受力情况。



6. 有一非液体润滑的向心滑动轴承, 宽径比 $B/d=1$, 轴颈直径 $d=80$ mm, 已知轴承材料的许用值为 $[p]=5$ MPa, $[v]=5$ m/s, $[pv]=10$ MPa m/s, 要求轴承在 $n_1=320$ r/min 和 $n_2=640$ r/min 两种转速下均能正常工作, 试求轴承的许用载荷大小。

7. 如图所示, 支架 2 有水平和垂直两个工作位置 A、B, 即支架 2 可由水平位置转过 90° 到达垂直位置后固定, 反之亦然。末端负载 $R=500$ N、方向始终垂直向下。承载板 1 与支架 2 采用普通螺栓连接在一起, 各螺栓位置 L_1 、 L_2 及负载作用位置 L 均已知: $L_1=80$ mm、 $L_2=60$ mm、 $L=320$ mm。结合面间摩擦系数 $f=0.15$, 可靠性系数 $K_f=1.2$ 。承载板 1 自重忽略不计。



要求:(1) 计算图中所示工作位置 A 下各螺栓所需预紧力 F' ;

(2) 计算工作位置 B 下卸载最大螺栓的工作载荷 F ;

(3) B 工作位置承载下,为保证接合面间不出现间隙,螺栓最小预紧力为 3000 N,螺栓的相对刚度为 0.25,试计算此螺栓组连接满足 A、B 两个工作位置承载下,卸载最大螺栓的总拉力 F_0 。

四、结构设计题

1. 普通平键按端部形状可分为哪几种,画出采用这几种平键的连接图。

2. 画图并说明采用张紧轮对带进行张紧时,两种不同的张紧轮布置位置的特点。



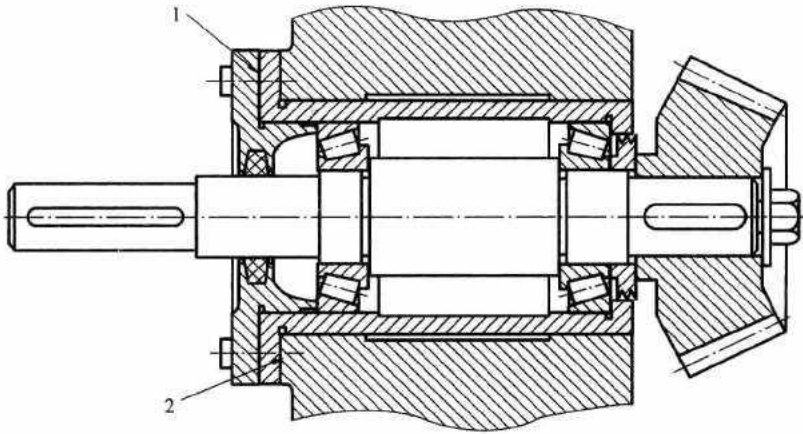
哈尔滨工业大学

一、填空题

1. 从滚动轴承的代号 7210C/P4, 可以判断其类型是_____轴承, 其公称接触角为_____, 其精度等级为_____级。
2. 带传动的主要失效形式是_____。满足疲劳强度条件设计得到的主参数是_____。
3. 在转轴的设计过程中, 当量应力 $\sigma_e = \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha\tau)^2}$ 计算时, 引入折合系数 α 的原因是考虑 σ_b 和 τ 的_____的折合系数。
4. 普通螺纹按螺距分为_____螺纹和_____螺纹。
5. 螺纹连接防松的实质是_____。采用锁紧螺母防松应属于_____防松。
6. 磨损通常分为 5 种类型, 其中_____磨损是干摩擦状态下的主要失效形式。
7. 向有传动精度要求的滑动摩擦表面加注润滑剂的主要目的是_____。
8. 齿形系数 Y_F 反映了轮齿几何形状对齿根弯曲应力的影响, 它主要与_____和_____有关, 而与_____无关。
9. 普通平键用于_____连接。其主要失效形式是_____。
10. 有一根轴由一对球轴承支承, 已知其当量动载荷为 $P(N)$, 轴的转速为 $n(r/min)$, 基本额定寿命 $L_b = 8000$ h, 若其他条件不变, 当量动载荷减小为原来的 0.5 倍, 则其基本额定寿命 $L'_b =$ _____ h, 若其他条件不变, 转速增加为原来的 2 倍, 则其基本额定寿命 $L''_b =$ _____ h。
11. 使用情况系数 K_A 和动载系数 K_v 都是考虑对轮齿啮合附加动载荷影响的系数, 两者的主要区别是_____。

二、简答题

1. 滑动轴承欲实现液体动压润滑状态, 不仅要满足 3 个必要条件, 还要满足 1 个充分条件, 请写出滑动轴承一维流体动压基本方程(一维雷诺方程), 并回答这些充分和必要条件。
2. 在设计滚动轴承组合部件时, 轴上的零部件通常需要设计调整, 试回答都需要做哪些调整? 通常采用的调整方法有几种? 如下图所示的轴承组合部件 1 和 2 处的零件都是起何作用的?



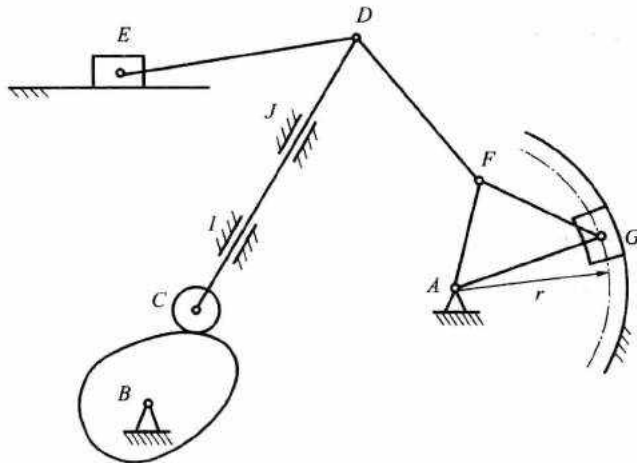
3. 在设计带传动时,为什么要控制最大带速? 已知某型号洗衣机采用双速电动机,用一级带传动方案,如果电动机功率一定,试回答应以电动机的高转速还是低转速设计此带传动? 为什么?

4. 设计一对标准直齿圆柱齿轮传动,有两种方案,各参数如下表所示,试分析这两种方案对齿面接触疲劳强度、齿根弯曲疲劳强度和抗胶合能力的影响。

方案	模数 m/mm	压力角 α	z_1	z_2
I	8	20°	30	60
II	4	20°	60	120

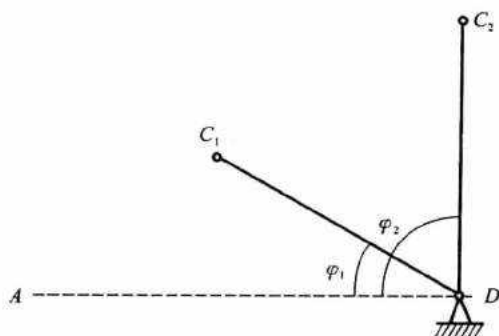
三、

计算下图所示的平面机构自由度,如存在复合铰链、局部自由度及虚约束,请指出。



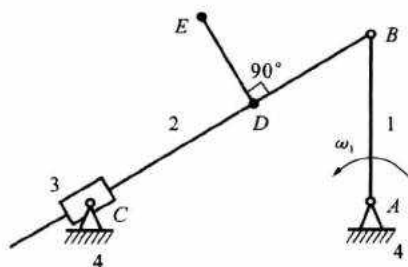
四、

设计一曲柄摇杆机构 $ABCD$ 。如图所示,已知摇杆的行程速比系数 $K=1$,摇杆的长度为 $l_{CD}=50\text{ mm}$,摇杆两极限位置与机架 AD 的夹角分别为 $\varphi_1=30^\circ$ 和 $\varphi_2=90^\circ$,试求该机构的其他未知杆长。



五、

在图示的曲柄摇块机构中,试画出机构在图示位置的全部速度瞬心,并用速度瞬心法画出图示位置点 D 和点 E 的速度。



六、

一对标准安装的渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动,已知标准中心距 $a=210\text{ mm}$,模数 $m=5\text{ mm}$,传动比 $i_{12}=3.2$,试求:

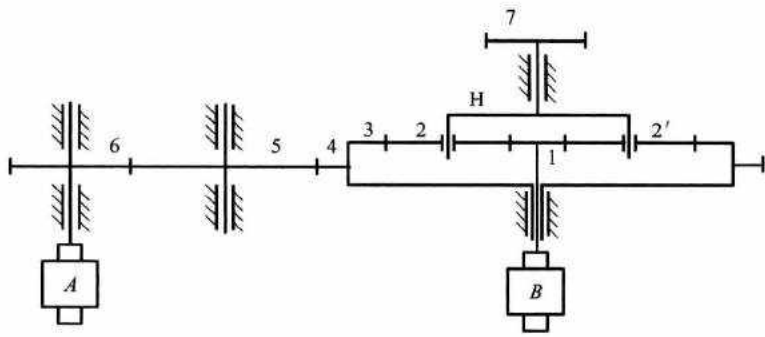
- (1) 两齿轮的齿数 z_1, z_2 ;
- (2) 两齿轮的分度圆直径 d_1, d_2 ;
- (3) 两齿轮的齿根圆直径 d_{f1}, d_{f2} ;
- (4) 两齿轮的齿顶圆直径 d_{a1}, d_{a2} ;
- (5) 两齿轮的齿顶圆压力角 α_{a1}, α_{a2} ;
- (6) 两齿轮的重合度 ϵ 。

当安装中心距增至 $a'=215\text{ mm}$ 时,试求:

- (7) 两齿轮传动的啮合角 α' ;
- (8) 两齿轮的重合度 ϵ' ,能否连续传动?

七、

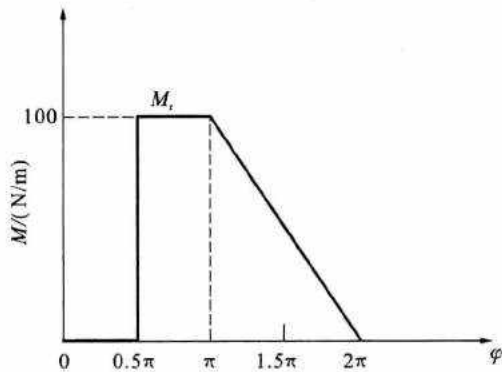
下图所示的由两台电动机驱动的轮系中,其合成转速由系杆 H 输出(经齿轮 7 向外传递运动)。已知两电动机的转速均为 588 r/min ,且其转动方向相同。各齿轮的齿数分别为 $z_1=15, z_2=36, z_3=87, z_4=110, z_5=67, z_6=19$ 。试求系杆的转速是多少? 又当两台电动机之一(A 或 B)发生故障(此时该电动机被刹住)而停转时,系杆 H 的转速分别为多少?



八、

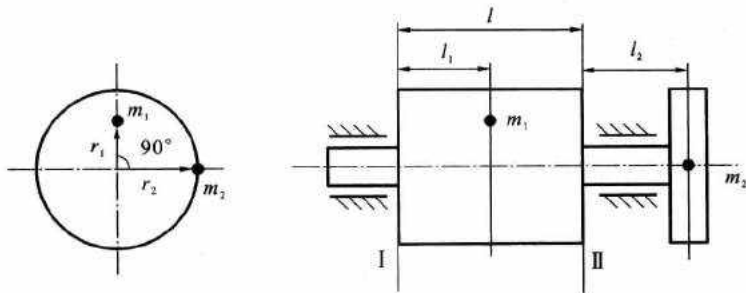
某机械在稳定运转阶段内的一个运动循环中,其主轴上的等效阻力矩 $M_r(\varphi)$ 如下图所示,等效驱动力矩 M_d 为常数,等效转动惯量 $J=1.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,平均角速度 $\omega_m=30 \text{ rad/s}$,试求:

- (1) 等效驱动力矩 M_d ;
- (2) ω_{\max} 和 ω_{\min} 的位置;
- (3) 最大盈亏功 ΔW_{\max} ;
- (4) 运转速度不均匀系数 δ 。



九、

如下图所示转子上两个偏心质量分别为 $m_1=1.2 \text{ kg}$, $m_2=0.2 \text{ kg}$,其所处半径为 $r_1=70 \text{ mm}$, $r_2=110 \text{ mm}$,其他尺寸为 $l=520 \text{ mm}$, $l_1=260 \text{ mm}$, $l_2=300 \text{ mm}$ 。取 I 和 II 为平衡基面,去重半径为 120 mm 。求应去除的不平衡质量的大小及方位。

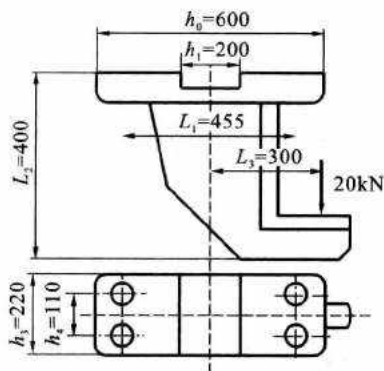


十、

如下图所示为一托架，竖直向下的载荷 $Q=20\text{ kN}$ 作用于托架宽度方向的对称线上，用四个普通螺栓将托架连接在一钢制横梁上，螺栓的相对刚度为 0.3，假设被连接件都不会被压溃，接合面的抗弯剖面模量 $W=12.71\times 10^6\text{ mm}^3$ 。试计算：

(1) 该螺栓组连接的接合面不出现间隙所需的螺栓预紧力 F' 至少应大于多少？

(2) 若受力最大螺栓处接合面间的残余预紧力 F'' 要保证 7000 N ，计算该螺栓所需预紧力 F' ，所受的总拉力 F_0 。



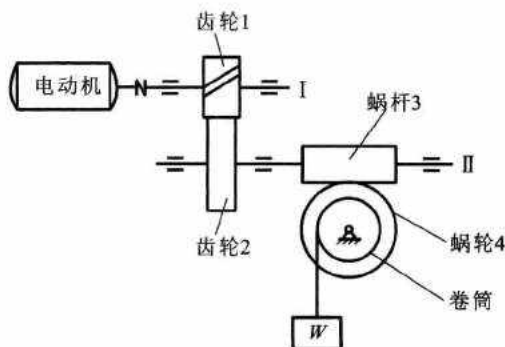
十一、

如下图所示为某电动起重设备，齿轮 1 和 2 均为斜齿圆柱齿轮，3 为蜗杆，4 为蜗轮。已知齿轮 1 轮齿螺旋线方向为左旋，试回答下列问题：

(1) 在提升重物 W 时，为使 II 轴上的轴向力较小，标出蜗杆 3 的螺旋线方向及在啮合点处蜗杆所受轴向力的方向。

(2) 在图中画出当重物上升时，电动机的转向。

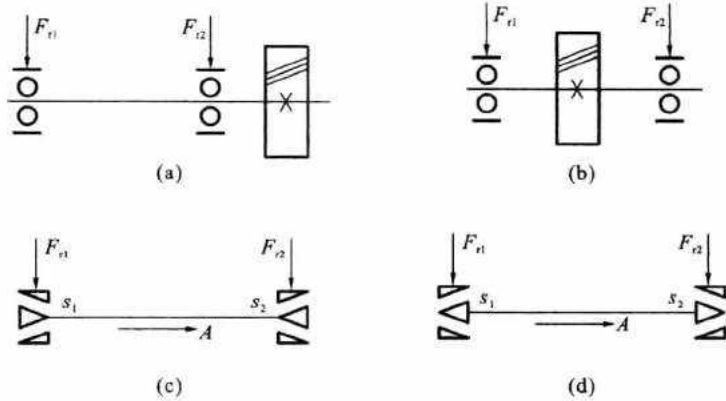
(3) 如果蜗杆传动可以自锁，重物 W 暂时悬挂在与蜗轮固连在一起的卷筒上，试分析蜗杆和蜗轮在啮合点所受轴向力和圆周力的方向变化。



十二、结构设计

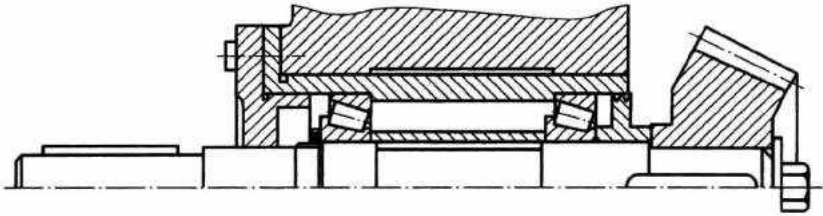
1. 如下图所示(a)和(b)分别为斜齿圆柱齿轮的悬臂布置和对称布置的支承形式。图(c)和(d)分别为一对圆锥滚子轴承背对背、面对面安装支承形式。请从受力合理角度分析选择斜

齿轮在不同布置形式下,所采用的一对圆锥滚子轴承的支承形式。



2. 下图所示圆锥齿轮传动中输入轴采用齿轮悬臂布置结构,选用一对圆锥滚子轴承,并采用脂润滑。用圆圈加引线方式指出该轴系结构图中的错误,指出 8 处即可,说明错误原因并在图下方空白处画出正确结构。

(建议将此图裁下附到答题纸上,并将改正的图画在答题纸上)



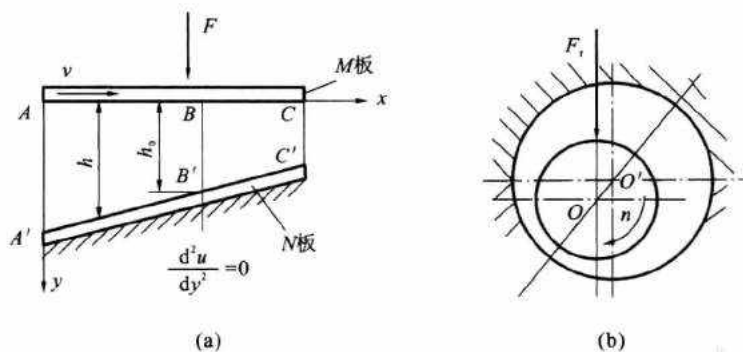
一、填空题

1. 在国家标准 GB/T 272—1993 中,滚动轴承是按轴承所受的载荷的_____及_____的不同进行分类的。
2. 在国家标准 GB/T 11544—1997 规定,按_____的不同,我国的普通 V 带分为 Y、Z、A、B、C、D、E 七种型号。
3. 在铰制孔螺栓连接中,螺栓杆部与螺栓孔之间一般都采用基_____制_____配合,这是因为需要精制的孔是由标准的铰刀铰孔而成,故而称其为铰制孔螺栓连接。
4. 受横向工作载荷的紧螺栓连接强度条件式 $\sigma_c = 4 \times 1.3F' / (\pi d_1^2) \leq [\sigma]$ 中的 1.3 只适用于_____螺纹,对于_____螺纹,此值应为 1.2,对于_____螺纹此值应为 1.25。
5. 对于受变载荷的螺栓连接,对其疲劳破坏起主要作用的是_____。
6. B 型平键安装于_____状铣刀铣出的键槽中,常需用_____紧固。轮毂上的键槽可用_____方式加工。
7. 平带传动、V 带传动的设计准则是在_____的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。
8. 斜齿圆柱齿轮传动的齿根弯曲疲劳强度计算中,引入的螺旋角系数 Y_β 是一个数值_____于或等于 1.0 的系数。
9. 为便于分析、加工和测量,规定直齿锥齿轮的齿廓参数以_____端参数为标准。
10. 当齿轮传动精度要求不高(7 级以下)、齿根圆直径小于或等于齿轮轴轮齿两侧轴段直径时,只能采用_____加工齿轮轴的轮齿。
11. 闭式蜗杆传动的主要失效形式有齿面胶合、齿面点蚀、齿面磨损和齿根疲劳折断,且失效通常发生在_____的齿面上,原因是_____。
12. 蜗轮齿面接触疲劳强度计算中,在计算综合曲率半径 ρ_Σ 时,蜗杆齿节点 C 处的法截面曲率半径 ρ_1 应等于_____。
13. 蜗杆轴的强度与刚度计算中,通常把蜗杆螺旋线部分看作是以_____为直径的轴段,得到经过简化后的普通阶梯轴后进行强度与刚度计算。
14. 滑动螺旋传动中,螺纹牙的剪切和弯曲破坏通常多发生在_____上。
15. 基本额定动负荷的定义中,滚动轴承基本额定寿命按转数应计为_____转。

二、简答题

1. 简要说明材料硬度高低、表面粗糙度值大小、油黏度大小等因素对疲劳磨损的影响。
2. 转轴的设计主要解决的问题和内容有哪些?
3. 普通 V 带两侧面间的夹角为 40° ,而国家标准规定普通 V 带轮轮槽角为 32° 、 34° 、 36° 、 38° ,请解释规定轮槽角小于 40° 的理由。

4. 图如题二-4 图所示, 已知图(a)、(b)均能形成流体动压润滑。图(a)为流体动压形成原理图, 图(b)为动压径向滑动轴承示意图。要求: (1) 请在图(a)上的 A-A'、B-B'、C-C' 截面处分别画出层流流体流速 u 沿 y 方向变化曲线, 并在 M 板上画出油膜压力分布曲线; (2) 请在图(b)的轴瓦圆周上画出轴颈所受流体动压力的分布曲线。(注意: 要求在答题纸上画出(a)、(b)两图并答题)

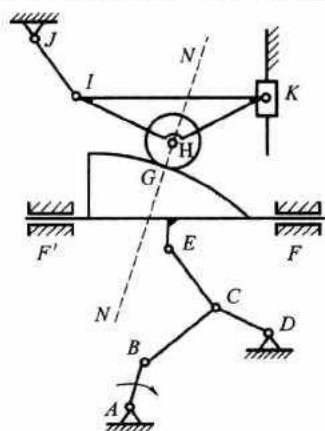


题二-4 图

5. 分别结合轴承工作时: (1) 转动; (2) 不转动、低速或摆动; (3) 高速转动等不同工况, 说明滚动轴承的主要失效形式是什么? 针对各种失效形式应进行何种计算?

三、

计算如题三图所示的平面机构自由度, 如存在复合铰链、局部自由度及虚约束, 请指出。



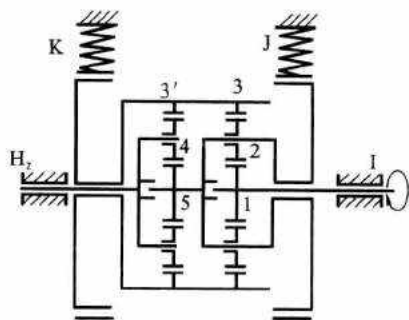
题三图

四、

如题四图所示为龙门刨床工作台的变向机构。J、K 皆为电磁制动器, 它们可分别刹住构件 H_1 和构件 3。设已知齿轮 1、2、3、3'、4、5 的齿数分别为 $z_1, z_2, z_3, z_3', z_4, z_5$ 。

试求: (1) 当分别刹住 H_1 和构件 3 时的传动比 i_{1H_2} ;

(2) 根据(1)的传动比结果分析得出刹住 H_1 和刹住构件 3 时该机构分别处于何种行程状态。



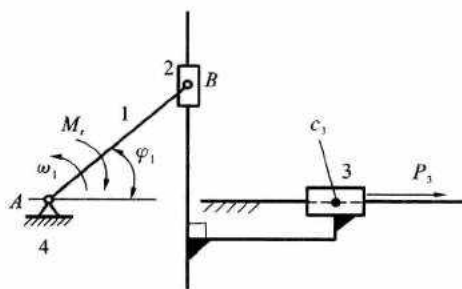
题四图

五、

在题五图所示的正弦机构中, 设已知曲柄 1 的长度为 l_1 , 曲柄 1 绕轴 A 的转动惯量为 J_1 , 滑块 2 和滑块 3 的质量分别为 m_2 和 m_3 , 设取曲柄为等效构件, 要求:

(1) 试求机构的等效转动惯量 J ;

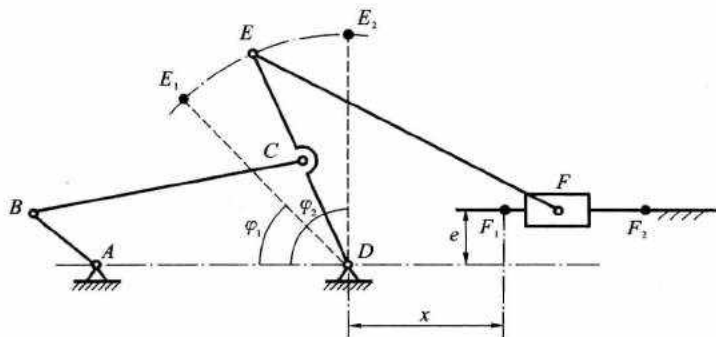
(2) 又已知作用在滑块 3 上的阻力 $P_3 = Av_{v_3}$ (A 为一常数, 单位为 $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}$), 试求阻力 P_3 的等效阻力力矩 M_e 。



题五图

六、

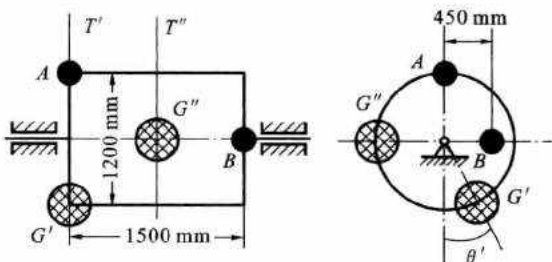
如题六图所示六杆机构, 已知 AB 为曲柄, 且为原动件, 摇杆 DC 的行程速比系数 $K = 1$, 滑块行程 $F_1F_2 = 300 \text{ mm}$, $e = 100 \text{ mm}$, $x = 400 \text{ mm}$, 摇杆的极限位置为 DE_1 和 DE_2 , $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_2 = 90^\circ$, $l_{BC} = l_{CD}$, 且 A, D 在平行于滑道的一条水平线上, 试求出该机构各杆的尺寸。



题六图

七、

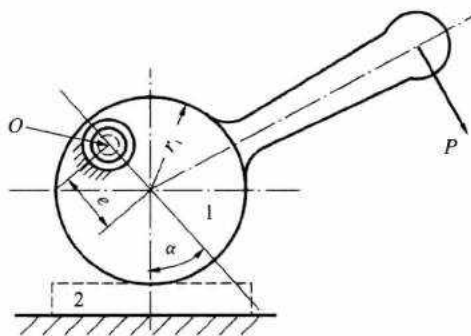
如题七图所示的鼓轮因有重块 A 和 B 的关系而失去平衡。已知重量 $G_A = 4.5 \text{ kg}$ 和 $G_B = 2.25 \text{ kg}$, 其位置如图所示。今在其左端面 T' 圆周上及中间平面 T'' 的圆周表面上各加一平衡重量, 使其达到完全动平衡, 求该两平衡重量 G' 和 G'' 的大小及方位。



题七图

八、

在题八图所示的偏心夹具中, 已知偏心圆盘 1 的半径 $r_1 = 60 \text{ mm}$, 轴颈 O 的半径 $r_0 = 15 \text{ mm}$, 偏心距 $e = 40 \text{ mm}$, 轴颈的当量摩擦系数 $f_0 = 0.2$, 偏心圆盘 1 与工件 2 之间的摩擦系数 $f = 0.14$, 求不加力 P 仍能夹紧工件时的楔紧角 α 。

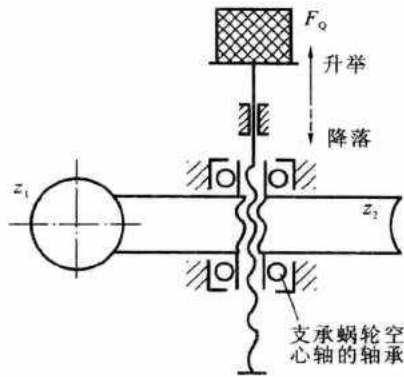


题八图

九、

有一蜗杆传动与螺旋传动联用的重物升降系统, 如题九图所示, 蜗杆带动蜗轮转动, 蜗轮轮毂的中部有螺纹孔(即蜗轮轮毂兼作螺母), 蜗轮转动时, 螺杆上下移动。蜗杆、螺杆均为右旋。已知重物上升时, 螺杆的传动效率 $\eta_0 = 0.35$, 蜗杆传动效率 $\eta = 0.66$ 。蜗杆头数 $z_1 = 1$, 蜗轮齿数 $z_2 = 39$, 螺旋传动的螺距 $P = 6 \text{ mm}$, 单线, 起重量 $F_Q = 140 \text{ kN}$ 。试分析、计算确定:

- (1) 给出重物上升时蜗杆的转向、蜗杆所受圆周力、轴向力方向;
- (2) 蜗杆按使重物上升的转向转动了 1625 圈, 重物上升了多少 mm?
- (3) 推动重物匀速上升时, 蜗杆应传递的扭矩为多少 $\text{N} \cdot \text{mm}$? (螺杆自重相对重物很小, 忽略不计)
- (4) 重物上升和下降时, 蜗杆传动的效率是否相同, 螺旋传动效率是否相同? 并给出理由。



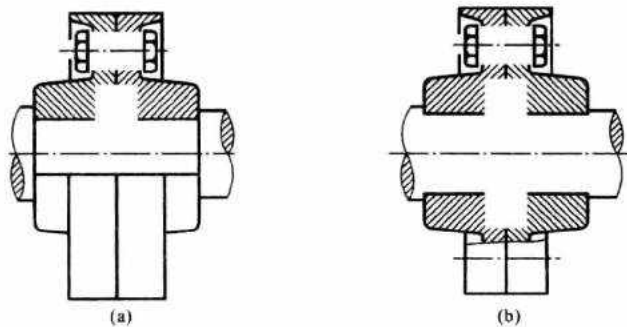
题九图

十、

现有一级标准直齿圆柱齿轮传动减速器一台,输入轴与小齿轮采用普通平键连接,轴与小齿轮轮毂配合段轴颈直径 $d=40\text{ mm}$,该轴段长度 $l=58\text{ mm}$,键槽长 $L=50\text{ mm}$,小齿轮轮毂键槽深 $t_1=3.3\text{ mm}$ 。为得到比现有减速器更大的减速比,现在需要重新设计、更换齿轮。已知重新设计得到的齿轮模数 $m=3.0\text{ mm}$,小齿轮齿顶圆直径 $d_{a1}=69\text{ mm}$,齿根圆直径 $d_{f1}=55.5\text{ mm}$,齿宽 $b_1=60\text{ mm}$,如果采用该小齿轮,试根据上述数据进行分析 and 计算得出该减速器的输入轴是否具有可以继续使用的可能性。

十一、结构设计题

1. 题十一-1 图中图(a)和图(b)分别为用两种螺栓连接形式将凸缘联轴器的两个半联轴器与两根轴的圆柱形轴端连接起来的部分结构,请将未画出的其余部分补全,成为完整的结构。



题十一-1 图

2. 正确画出模锻轮坯、腹板式对称结构的大齿轮在转轴的圆柱形轴端实现轴向固定与周向固定的完整结构图(要求齿轮结构也要正确画出来)。

3. 已知一台闭式一级直齿圆柱齿轮减速器,其输入轴设计成小齿轮与轴一体的齿轮轴结构形式,小齿轮齿宽 64 mm ,支承该齿轮轴的轴承为一对 6209 型轴承,两轴承支点间的跨距为 130 mm ,轴承润滑方式为脂润滑,外部环境清洁,工作温度小于 80° ;减速器机座和机盖设计成分箱式结构,齿轮传动的中心线位于分箱面内。试画出该一级直齿圆柱齿轮减速器的输入轴轴系部件结构图。



一、填空题

1. 对应一定模数的普通圆柱蜗杆,国家标准规定了若干与之搭配的分度圆直径 d_1 ,其目的是_____ ;设计蜗轮时,限制其齿数不小于 28,主要是为了_____。

2. 引入齿形系数旨在考虑轮齿几何形状对齿轮_____应力的影响。而影响齿形系数的主要因素是齿轮的_____和_____。

3. 标准直齿圆柱齿轮啮合过程中,在不同啮合点处的齿面接触应力_____ (选择:(a)变化;(b)不变),实际齿面点蚀通常发生在_____处。

4. 齿轮多级变速器设计中,若不同传动比下所传递的功率是一定的,则输出轴轴系应按_____ (选择:(a)最低;(b)最高;(c)中)速下的工况参数来进行设计。

5. 常用的传动螺纹中,_____螺纹能通过采用剖分螺母、利用径向位移来消除因磨损而形成的间隙,该螺纹的牙型角 $\alpha =$ _____。

6. 双头螺柱连接和螺钉连接都常用于被连接件之一较厚而不宜钻通孔的场合。不同于螺钉连接,双头螺柱连接主要用于_____的场合。

7. 厚度一定的两被连接件承受轴向变载荷作用,若采用普通螺栓连接,为提高其疲劳强度,可_____螺栓的刚度,其具体措施,如:_____。

8. 对液体摩擦径向滑动轴承,轴瓦内表面上的油沟应开在_____区。

9. 温度和压力都是影响润滑油黏度的主要因素,但对滑动轴承,一般只考虑_____的影响。

10. 在滚动轴承的组合设计中,对于工作中温度变化较大且跨距较大的长轴,该轴系部件宜采用_____的固定方式。

11. 在相同工作条件下运转的一批型号相同的深沟球轴承,载荷大小等于额定动负荷的 $1/3$,转速为 1000 r/min ,工作温度低于 120°C 。依据轴承基本额定寿命的定义,其中_____ %的轴承的实际寿命应超过_____小时。

12. 普通平键连接的主要失效形式为_____。

13. 对平面轴环式的推力滑动轴承,为了便于形成液体摩擦状态,轴承可设计成_____结构。(文字或绘图描述均可)

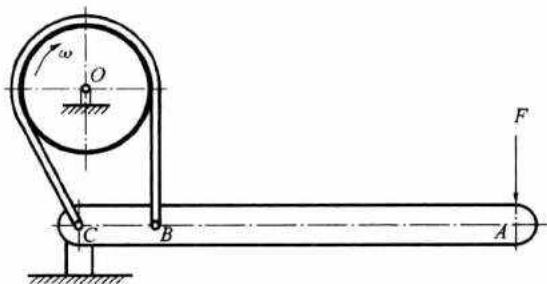
二、简答题

1. 在确定齿轮传动的计算载荷时,引入了载荷系数,试述载荷系数包括哪几部分,各考虑了哪些影响?

2. 对闭式软齿面圆柱齿轮传动,应如何设计并合理确定模数和齿数?为什么?

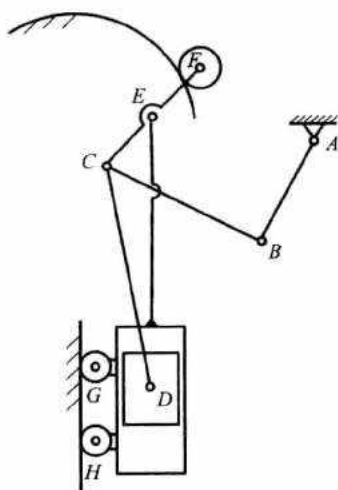
3. 通常从哪几方面对非液体摩擦滑动轴承的失效形式进行条件性校核?

4. 如下图所示的带式制动器, 其中挠性平带各处的截面尺寸均为 $b \times h$, 若不考虑带接头处的应力集中, 请说明带在何处的截面应力最大? 此截面应力由哪几种应力组成?

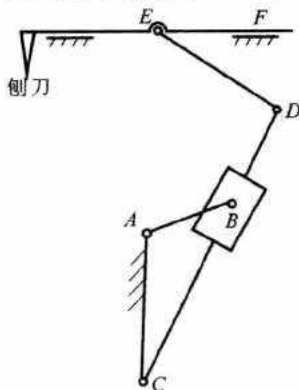


三、分析计算题

1. 计算如下图所示运动链的自由度, 若有复合铰链、局部自由度和虚约束请明确指出。若以构件 AB 为原动件, 请判断运动链的运动是否确定。



2. 如下图所示, 请设计牛头刨床中的导杆机构, 以实现行程速比系数 $K=2.0$, 并已给定机架 $L_{AC}=0.4\text{ m}$, 刨刀自右往左运动时为切削行程。试求:



- (1) 导杆 L_{CD} 的摆角 Ψ 。
- (2) 曲柄长度 L_{AB} , 以及导杆 L_{CD} 至少应有的长度(不考虑滑块 B 的几何尺寸)。
- (3) 曲柄 L_{AB} 应取的转动方向, 并说明理由。

(4) 若 D 点始终在刨刀滑路的下方, 请指明机构最大传动角发生的位置。

(5) 若曲柄 AB 以角速度 10 rad/s 等速运转, 导杆 L_{CD} 的最大角速度发生在什么位置, 并确定其大小与转向。

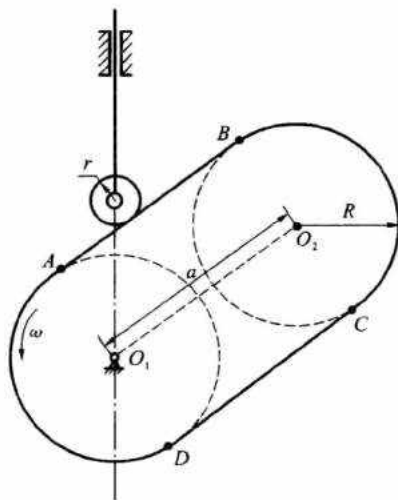
3. 如图所示为一对心直动滚子从动件盘形凸轮机构, 凸轮以等角速度 ω 逆时针方向转动, 其直廓线 AB 和 CD 切于两个圆弧, 圆弧的半径均为 R , 两圆弧的中心距 $O_1O_2 = a$, 从动件滚子半径为 r 。

(1) 试在图上标出图示位置的凸轮转角、从动件位移及凸轮机构的压力角。

(2) 给出凸轮机构的推程角、远休止角、回程角及近休止角的数值。

(3) 若升程阶段凸轮机构的许用压力角为 45° , 中心距 a 最大为多少?

(4) 试导出该机构从动件在直廓线 AB 升程阶段位移随时间变化的表达式。



4. 用齿条刀具范成法切削一渐开线直齿圆柱外齿轮, 已知齿数 $z=90$, 刀具的参数为: $m=2 \text{ mm}$, $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, $c^*=0.25$ 。

(1) 轮坯以 $\omega=1/22.5 \text{ rad/s}$ 的角速度转动, 在切削标准齿轮时, 齿条刀中线相对轮坯中心 O 的距离 L 应为多少? 此时齿条刀移动速度 v_d 应为多少?

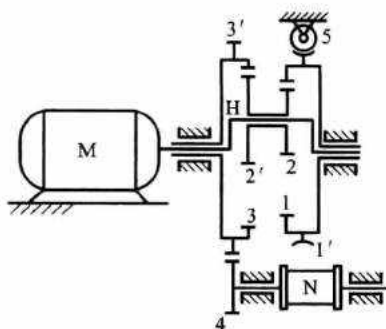
(2) 如果齿条刀的位置和移动速度都不变, 而轮坯的角速度变为 $\omega'=1/23.5 \text{ rad/s}$, 则此时被切齿轮的齿数 z 为多少? 属哪种变位齿轮? 变位系数 x 为?

(3) 针对(2)中齿轮, 求出其齿顶圆直径 d_a 及基圆半径 r_b 。

5. 如图所示为一小型起重机起升机构, 一般工作情况下单头蜗杆 5 不运转, 动力由电动机 M 输入, 带动卷筒 N 转动。当电动机 M 发生故障或慢速吊重时, 电动机 M 停转并刹住, 动力由蜗杆 5 输入。已知 $z_1=53$, $z_1'=44$, $z_2=48$, $z_2'=53$, $z_3=58$, $z_3'=44$, $z_4=87$ 。请求出:

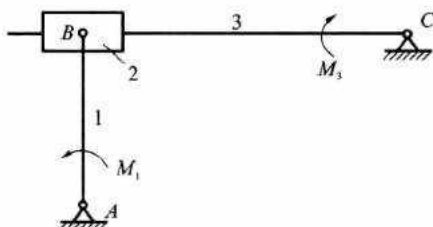
(1) 该轮系在一般工作情况下的传动比 i_{111} 及其转向关系;

(2) 若蜗杆 5 为左旋, 且顺时针方向旋转, 求轮系慢速吊重时的传动比 i_{54} , 并指明卷筒的转向。



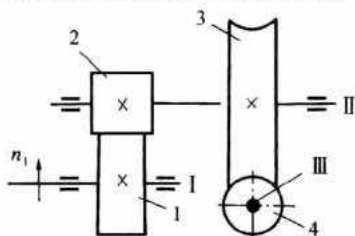
6. 图示位置为机构启动位置, $AB \perp BC$ 。若机构在水平面内运转, AB 杆长 $l_{AB} = 0.2 \text{ m}$, 杆 1 受驱动力矩 $M_1 = 9 \text{ N} \cdot \text{m}$, 杆 3 受阻力矩 $M_3 = 8 \text{ N} \cdot \text{m}$, 又知杆 1 绕 A 的转动惯量 $J_{1A} = 0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 杆 3 绕 C 的转动惯量 $J_{3C} = 0.03 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 构件 2 的质量 $m_2 = 0.5 \text{ kg}$, 其绕质心的转动惯量 $J_{S2} = 0.02 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ (构件 2 质心在 B 点), 试求:

- (1) 标出机构在该位置时的所有速度瞬心;
- (2) 机构转化到构件 1 上绕 A 点的等效转动惯量 J_{eA} ;
- (3) 启动时构件 1 的角加速度 ε_1 。

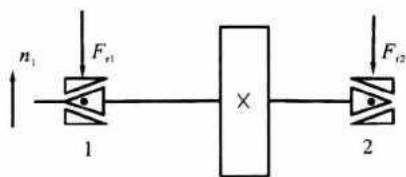


7. 如图(a)所示为标准斜齿圆柱齿轮-标准圆柱蜗杆增速传动。已知蜗杆为右旋蜗杆, 主动齿轮 1 的转向如图所示。为使轴 II 上的轴向力能够抵消一部分, 试确定:

- (1) 斜齿轮 1 和 2 及蜗轮 3 的螺旋线方向;
- (2) 蜗杆的转动方向;
- (3) 画出齿轮 2 和蜗轮 3 所受 3 个分力的方向以及齿轮 1 所受轴向力的方向;
- (以上各问需在答题纸重新画图标明)



(a)



(b)

(4) 若图(a)中轴 I 及齿轮 1 由一对 7209C 轴承支承 (见图(b)), 经计算得出轴承 1 上径向载荷 $F_{r1} = 3000 \text{ N}$, 轴承 2 上径向载荷 $F_{r2} = 4000 \text{ N}$, 齿轮 1 所受的轴向载荷 $F_s = 1800 \text{ N}$ (其方向按问题(3)的作答而定)。轴承上的派生(内部)轴向力 S 与径向载荷 F_r 的关系为 $S = 0.4 F_r$ 。试求作用于轴承 1 和轴承 2 上的轴向载荷 F_{a1} 和 F_{a2} 。

8. 某一受轴向载荷的紧螺栓连接, 已知螺栓的预紧力 $F' = 8000 \text{ N}$, 螺栓的刚度和被连接件的刚度之间的比值为 $C_b/C_m = 1/2$ 。该螺栓强度足够大, 但为避免连接的结合面出现缝隙,

应限制螺栓承受的最大工作拉力 F 为多少？

四、结构设计题

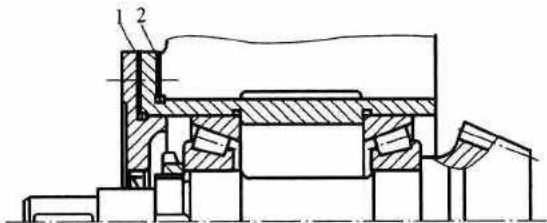
图示锥齿轮轴系采用“背对背”安装的一对圆锥滚子轴承支承。请说明：

(1) 锥齿轮上的轴向力是如何传递到箱体上的？

(2) 轴承间隙如何调整？套杯与轴承座间的调整垫片 2 的作用是什么？

(3) 若锥齿轮与轴单独加工再组装，试画出由该对轴承“面对面”安装支承的该分装轴系的装配简图，并回答其轴承间隙如何调整。（在答题纸上画出半剖视图即可）

(4) 就轴的强度、刚度、拆装和轴承间隙调整的方便性等方面，比较上述“面对面”和“背对背”安装结构的优缺点。



一、选择题

- 采取_____的措施不能有效地改善轴的刚度。
 - 改用其他高强度钢
 - 改变轴的直径
 - 改变轴的支承位置
 - 改变轴的结构
- 在滑动轴承材料中,_____通常只用作双金属轴瓦的表层材料。
 - 铸铁
 - 巴氏合金
 - 铸造锡磷青铜
 - 铸造黄铜
- 预紧力为 F' 的单个紧螺栓连接,受到轴向工作载荷 F 之后,螺栓受到的总载荷 F_0 _____ $F' + F$ 。
 - 大于
 - 等于
 - 小于
- 按弯曲扭转合成计算轴的应力时,要引入系数 α ,这 α 是考虑_____。
 - 轴上有键槽而削弱轴的强度而引入系数
 - 按第三强度理论合成正应力与切应力时的折合系数
 - 正应力与切应力的循环特性不同的系数
- 滚动轴承寿命计算公式 $L = \left(\frac{c}{p}\right)^\epsilon$ 中, ϵ 为寿命指数,对于滚子轴承, ϵ 等于_____。
 - 3
 - $\frac{3}{10}$
 - $\frac{10}{3}$
 - $\frac{1}{3}$
- 在设计 V 带传动中,选取小带轮直径 $d_1 \geq d_{\min}$, d_{\min} 主要根据_____选取。
 - 带的型号
 - 带的速度
 - 传动比
 - 高速轴的转速
- 在载荷具有冲击、振动且轴的转速较高、刚度较低时,一般选用_____。
 - 刚性固定式联轴器
 - 刚性可移式联轴器
 - 弹性联轴器
 - 安全联轴器
- 紧连接螺栓按拉伸强度计算时,应将拉伸载荷增大到原来的 1.3 倍,这是考虑到_____的影响。
 - 螺纹中应力集中
 - 扭应力的影响
 - 载荷变化和冲击
 - 安全因素
- 链传动中作用在轴上的压力要比带传动的小,这主要是由于_____。
 - 这种传动只用来传递小功率
 - 链的质量大,离心力也大
 - 啮合传动不需很大的初拉力
 - 在传递相同功率时,圆周力小
- 非液体摩擦滑动轴承的主要失效形式为_____。
 - 工作表面磨损与胶合
 - 轴承材料塑性变形
 - 工作表面点蚀
 - 轴承衬合金开裂

11. 键的剖面尺寸通常根据_____按标准选取。
 A. 传递扭矩大小 B. 功率大小 C. 轴的直径 D. 轮毂的长度
12. 链传动中,链节数取偶数,链轮齿数为奇数,最好互为质数,其原因_____。
 A. 磨损均匀 B. 具有抗冲击能力
 C. 减少磨损与胶合 D. 瞬时传动比为定值
13. 蜗杆传动中,将蜗杆分度圆直径 d_1 定为标准值是为了_____。
 A. 使中心距也标准化 B. 为了避免蜗杆刚度过小
 C. 为了提高加工效率 D. 为了减少蜗轮滚刀的数目,便于刀具标准化
14. 齿面硬度 $HB \leq 350HBS$ 的闭式钢制齿轮传动中,主要失效形式为_____。
 A. 齿面磨损 B. 齿面点蚀 C. 齿面胶合 D. 轮齿折断
15. 联轴器与离合器的主要作用是_____。
 A. 缓冲、减振 B. 传递运动和转矩
 C. 防止机器发生过载 D. 补偿两轴的不同心或热膨胀

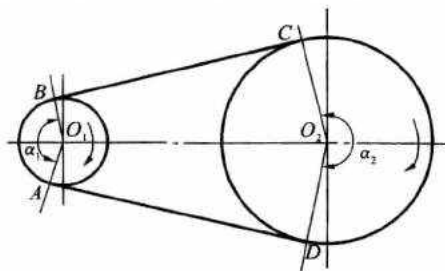
二、填空题

1. 带传动正常工作时,不能保证准确的传动比,是因为_____。
2. _____键连接,既可用于传递转矩,又可承受单向轴间载荷,但容易破坏轴与轮毂的对中性。
3. 平键连接主要失效形式为_____或_____;所以通常只进行键连接的_____强度或_____计算。
4. 钢制齿轮渗碳淬火后,热处理变形大,一般都要经过_____,否则不能保证齿轮精度。
5. 当链速 $v < 0.6 \text{ m/s}$ 时,链条主要失效形式为_____,故要进行_____校核。
6. 蜗杆传动的失效形式主要是_____,_____,_____;失效多半发生在_____上。
7. 联轴器类型的选择,一般对低速、刚度大的短轴,可选用_____联轴器;对低速、刚度小的长轴,则选用_____联轴器。

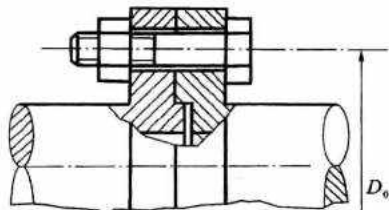
三、分析计算题

1. 图示为 V 带传动简图,轮 1 为主动轮,轮 2 为被动轮, α_1 为主动轮包角, α_2 为从动轮的包角。试问:(本题 10 分)

- (1) 该带传动主要失效形式是什么? 简述其理由。
 (2) 带工作时哪一点的应力最大? 其最大应力 σ_{\max} 为多少?

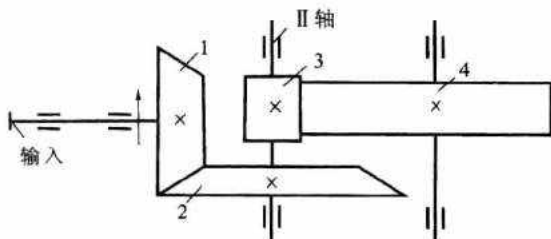


2. 图示凸缘联轴器用八个受拉普通螺栓连接(M16的螺栓,螺栓小径 $d_1 = 13.835 \text{ mm}$)。已知:螺栓分布圆的直径 $D_0 = 250 \text{ mm}$, 结合面间的摩擦系数 $\mu = 0.12$ 。考虑摩擦传力的可靠性系数 $K_f = 1.2$, 螺栓的许用应力 $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$, 试计算该联轴器能传递的最大转矩 T_{\max} 。



3. 图示为直齿锥齿轮与斜齿圆柱齿轮传动。已知主动小锥齿轮的转动方向(如图所示)。试问:

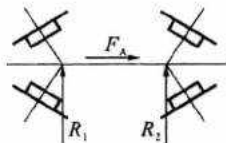
- (1) 斜齿圆柱齿轮的螺旋线方向应如何设计才能使 II 轴所受的轴向力最小?
- (2) 在图上绘出两对齿轮在啮合点处所受的圆周力 F_t 、径向力 F_r 及轴向力 F_a 。



4. 有一对标准直齿圆柱齿轮。模数 $m = 5$, 大小齿轮的齿数: $z_2 = 60, z_1 = 25$, 从线图上查得大小齿轮的齿形系数: $Y_{Fa2} = 2.32, Y_{Fa1} = 2.72$, 大小齿轮的应力修正系数: $Y_{Sa2} = 1.76, Y_{Sa1} = 1.58$, 而大小齿轮的许用弯曲疲劳应力为: $[\sigma]_{F2} = 300 \text{ MPa}, [\sigma]_{F1} = 320 \text{ MPa}$, 并且算得大齿轮的齿根弯曲应力 $\sigma_{F2} = 280 \text{ MPa}$, 试问:

- (1) 哪一个齿轮的弯曲疲劳强度高?
- (2) 两齿轮的弯曲疲劳强度是否足够?

5. 图示为某转轴由一对 30307E 型号的圆锥滚子轴承支承, 轴承的转速 $n = 960 \text{ r/min}$, 轴承所受的径向负荷: $R_1 = 8000 \text{ N}, R_2 = 5000 \text{ N}$, 轴上作用的轴向负荷 $F_A = 1000 \text{ N}$, 温度系数 $f_t = 1$, 载荷系数 $f_p = 1.2$, 试求:

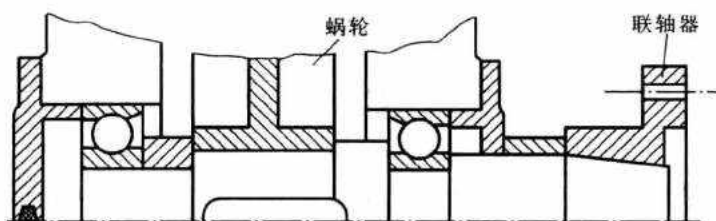


- (1) 两轴承所受的轴向负荷: A_1 与 A_2 ;
- (2) 两轴承的寿命为多少?

注: ①按手册查得轴承的径向基本额定动负荷 $C_r = 71200 \text{ N}$, 轴向负荷影响系数 $e = 0.3$; ②轴承内部轴向力计算公式为 $S = R/(2Y)$; ③当 $A/R \leq e$ 时, $X = 1, Y = 0$; 当 $A/R > e$ 时, $X = 0.4, Y = 1.9$; ④轴承寿命计算公式为 $L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r f_t}{p} \right)^{\frac{10}{3}}$ (其中 p 为当量动负荷)

四、结构改错题(改正 10 处得满分)

图示为下置式蜗杆减速器中蜗轮与轴及轴承的组合结构。蜗轮用油润滑,轴承用脂润滑。试指出该图中的错误,并画出正确结构图。(只需画出轴线以上图形)



一、选择题

- 平面连杆机构中,当传动角 γ 较大时,则 ()
 A. 机构的传力性能较好
 B. 机构的传力性能较差
 C. 可以满足机构的自锁要求
 D. 机构的效率较低
- 渐开线齿轮实现连续传动时,其重合度为 ()
 A. $\epsilon < 0$
 B. $\epsilon = 0$
 C. $\epsilon < 1$
 D. $\epsilon \geq 1$
- 塑性材料制成的零件进行静强度计算时,其极限应力为 ()
 A. σ_b
 B. σ_s
 C. σ_0
 D. σ_{-1}
- 实际齿数相同时,直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮和直齿圆锥齿轮三者齿形系数之间的关系为 ()
 A. 直齿圆柱齿轮的最大
 B. 斜齿圆柱齿轮的最大
 C. 直齿圆锥齿轮的最大
 D. 三者数值相同
- 在润滑良好的条件下,为提高蜗杆传动的啮合效率,可采用的方法为 ()
 A. 减小齿面滑动速度 v_s
 B. 减少蜗杆头数 z_1
 C. 增加蜗杆头数 z_1
 D. 增大蜗杆直径系数 q
- 带传动作减速传动时,带的最大应力 σ_{\max} 等于 ()
 A. $\sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c$
 B. $\sigma_1 + \sigma_{b2} + \sigma_c$
 C. $\sigma_2 + \sigma_{b1} + \sigma_c$
 D. $\sigma_2 + \sigma_{b2} + \sigma_c$
- 转轴的变曲应力为 ()
 A. 对称循环变应力
 B. 脉动循环变应力
 C. 非对称循环变应力
 D. 静应力
- 在基本额定动载荷 C 作用下,滚动轴承的基本额定寿命为 10^6 转时,其可靠度为 ()
 A. 10%
 B. 80%
 C. 90%
 D. 99%

二、填空题

- 槽轮机构的主要参数是_____和_____。
- 机械速度的波动可分为_____和_____两类。
- 轴向尺寸较大的回转件,应进行_____平衡,平衡时要选择_____个回转平面。
- 当一对齿轮的材料、齿数比一定时,影响齿面接触强度的几何尺寸参数主要是_____和_____。
- 对直齿圆柱齿轮进行接触强度计算时,取_____处的接触应力为计算依据,其载

荷由_____对轮齿承担。

6. 对蜗杆传动进行接触强度计算时,铝铁青铜 $ZCuAl10Fe_3$ 制作的蜗轮,承载能力取决于抗_____能力;锡青铜 $ZCuSn10P1$ 制作的蜗轮,承载能力取决于抗_____能力。

7. 若带传动的初拉力一定,增大_____和_____都可提高带传动的极限摩擦力。

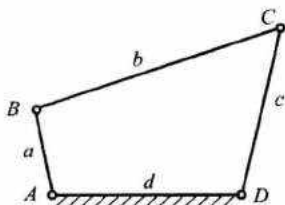
8. 滚子链传动中,链的_____链速是常数,而其_____链速是变化的。

9. 轴如按受载性质区分,主要受_____的轴为心轴,主要受_____的轴为传动轴。

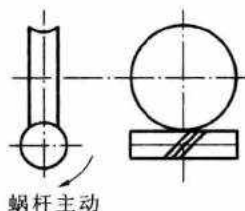
10. 非液体摩擦滑动轴承进行工作能力计算时,为了防止过度磨损,必须使_____ ; 而为了防止过热必须使_____。

三、分析题

1. 图示铰链四杆机构中,各构件的长度为 $a = 250$ mm, $b = 650$ mm, $c = 450$ mm, $d = 550$ mm。试问:该机构是哪种铰链四杆机构,并说明理由。

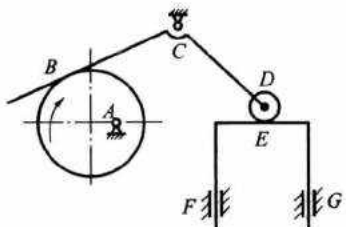


2. 试分析下图蜗杆传动的的作用力,并分别画出它们的方向。



四、计算题

1. 计算下面机构的自由度。(图中画有箭头的构件为原动件)

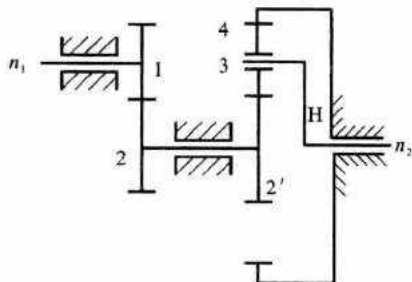


2. 一对标准渐开线直齿圆柱齿轮外啮合传动,已知标准中心距 $a = 160$ mm,传动比 $i_{12} = 3$,大齿轮齿数 $z_2 = 60$,齿顶高系数 $h_a^* = 1$,径向间隙系数 $c^* = 0.25$,分度圆压力角 $\alpha = 20^\circ$ 。试求出:

(1) 齿轮的模数 m ,小齿轮 1 的分度圆半径 r_1 ;基圆半径 r_{b1} ;分度圆上的齿厚 S 。

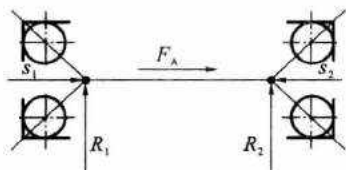
(2) 若实际安装中心距 $a = 164$ mm 时,计算啮合角 α' 及小齿轮的节圆半径 r_1 。

3. 在图示的轮系中, 已知各轮齿数为 $z_1 = 20, z_2 = 25, z_{2'} = 30, z_3 = 20, z_4 = 70, n_1 = 750 \text{ r/min}$, 顺时针方向转动, 试求 n_H 的大小、方向。



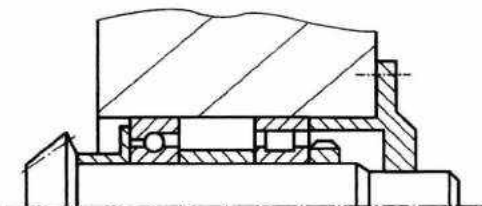
4. 已知一压力容器, 容器盖与缸体用 6 个普通螺栓连接, 缸内压强 $p = 2 \text{ N/mm}^2$, 缸径 $D = 150 \text{ mm}$, 根据连接的紧密性要求, 每个螺栓残余预紧力 $F'' = 1.6F$, F 为单个螺栓的工作拉力, 螺栓的许用应力 $[\sigma] = 150 \text{ N/mm}^2$, 试计算螺栓的小径 d_1 。

5. 图中所示为一对角接触球轴承支承的轴系, 轴承正安装(面对面), 已知两个轴承的径向载荷分别为 $R_1 = 2000 \text{ N}, R_2 = 4000 \text{ N}$, 轴上作用的轴向外加载荷 $F_A = 1000 \text{ N}$, 轴承内部附加轴向力 S 的计算为 $S = 0.7R$, 当轴承的轴向载荷与径向载荷之比 $A/R > e$ 时, $X = 0.41, Y = 0.87$, 当 $A/R \leq e, X = 1, Y = 0, e = 0.68$, 载荷系数 $f_F = 1.0$, 试计算: (1) 两个轴承的轴向载荷 A_1, A_2 ; (2) 两个轴承的当量动载荷 P_1, P_2 。



五、结构改错题

分析图示结构设计是否合理, 请将错误之处编上序号, 并用文字说明错误所在。



一、填空题

1. 斜齿圆柱齿轮的齿形系数是按_____查图表确定。
2. 已知双头蜗杆分度圆直径 $d_1 = 60 \text{ mm}$, 蜗杆轴向齿距 $p = 5\pi \text{ mm}$, 则其螺旋线升角 λ 等于_____。
3. 一个平面接触的运动副引入的约束数目为_____个, 剩下的自由度为_____个。
4. 曲柄摇杆机构的行程速比系数 K 的大小取决于_____角大小, K 值越大, 机构的_____特性越显著。
5. 渐开线齿轮根切的原因在于_____, 滚刀加工的正常齿标准直齿圆柱齿轮不发生根切的最小齿数 z_{\min} 等于_____。

二、单选题

1. 受横向扭矩的螺栓组采用铰制孔时, 每个螺栓所受的载荷是_____。
A. 相等的
B. 与到几何中心的距离成正比
C. 与到几何中心的距离成反比
D. 都不是
2. 链传动只有在传动比_____情况下, 才有可能保持瞬时传动比恒定。
A. $i < 1$
B. $i = 1$
C. $i > 1$
3. 套筒滚子链传动在润滑良好的低速条件下工作时, 最可能出现的失效形式是_____。
A. 铰链磨损
B. 套筒冲击破坏
C. 滚子冲击破坏
D. 链板疲劳断裂
E. 各元件的多种破裂
4. 外啮合圆柱齿轮传动的接触强度计算中综合曲率半径的计算公式是_____。
A. $\rho = \rho_1 + \rho_2$
B. $\rho = \rho_1 - \rho_2$
C. $1/\rho = 1/\rho_1 + 1/\rho_2$
D. $1/\rho = 1/\rho_1 - 1/\rho_2$
5. 圆锥齿轮弯曲强度计算时, 是按锥齿轮的_____模数为标准模数进行计算的。
A. 大端
B. 小端
C. 齿宽中点

三、简答题

1. 机器和机构的主要区别是什么?
2. 试分析比较平键连接和花键连接:
①各有什么特点? ②各适用于何种场合? ③尺寸如何选择?

四、判断题

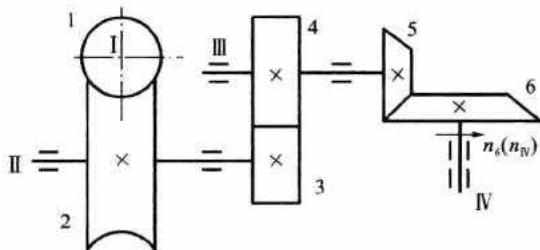
1. 机构急回运动的相对程度, 通常用行程速比系数 K 来衡量, 当 $K = 1$ 时表明该机构有

- 急回运动特性。 ()
2. 一对外啮合斜齿圆柱齿轮传动,其两轮的螺旋角大小相等,方向相同。 ()
 3. 齿形系数 Y_F 的大小与齿数 z 成正比。 ()
 4. 蜗杆传动的传动 $i = n_1/n_2 = d_2/d_1$ 。 ()
 5. i_{ab}^H 是周转轮系中 a 、 b 两轮的传动比。 ()
 6. 大链轮的齿数越多,链条磨损后节圆直径增量就越大,越易发生跳齿和脱链,故应限制大链轮的齿数 $z_2 \leq 120$ 。 ()
 7. 受轴向工作载荷作用的紧螺栓连接,其螺栓所受的总拉力等于残余预紧力与轴向工作载荷之和。 ()
 8. 用合金钢材料替代普通钢材的轴,有利于提高轴的刚度。 ()
 9. 滚动轴承预紧的目的是为了提高轴承的刚度和旋转精度。 ()
 10. 普通平键的键宽 b 一般按轴直径大小来确定。 ()

五、分析题

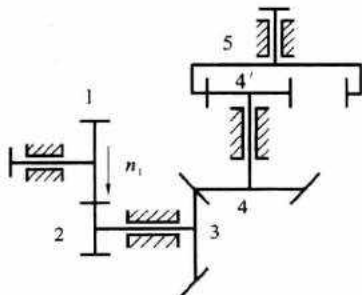
图示传动系统中,1 为蜗杆,2 为蜗轮,3 和 4 为斜齿圆柱齿轮,5 和 6 为直齿锥齿轮。若蜗杆主动,要求输出齿轮 6 的旋转方向如图所示,试确定:

- (1) II、III 轴的回转方向(在图中标出);
- (2) 若要使 II、III 轴所受轴向力互相抵消一部分,确定蜗杆、蜗轮及斜齿轮 3、4 的螺旋线方向;
- (3) II、III 轴上各轮啮合点处受力方向(F_t 、 F_r 、 F_a 在图中画出)。

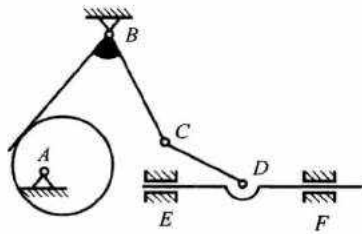


六、计算题

1. 图示轮系中,已知各轮齿数分别为 $z_1 = 25$, $z_2 = 20$, $z_3 = 25$, $z_4 = 25$, $z_4' = 20$ 和 $z_5 = 40$ 。求传动比 i_{15} 及齿轮 5 的转向。

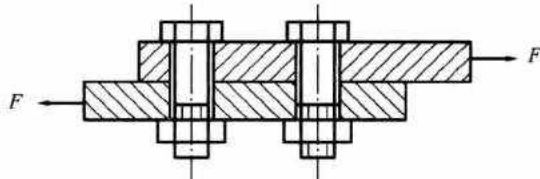


2. 计算图示机构的自由度(若图中含有复合铰链、局部自由度和虚约束等情况时,应具体指出)。



3. 一对标准渐开线直齿圆柱齿轮外啮合传动,已知标准中心距 $a=160\text{ mm}$,传动比 $i_{12}=3$,大齿轮齿数 $z_2=60$,齿顶高系数 $h_a^*=1$,径向间隙系数 $c^*=0.25$,分度圆压力角 $\alpha=20^\circ$ 。试求出:齿轮的模数 m ,小齿轮的分度圆半径 r_1 ;齿顶圆半径 r_{a1} ;基圆半径 r_{b1} ;分度圆上的齿厚 S 。

4. 图示两平板用 2 个 M20 的普通螺栓连接,承受横向载荷 $F=6000\text{ N}$,若取接合面间的摩擦系数 $f=0.2$,可靠性系数 $K_f=1.2$,螺栓材料的许用应力 $[\sigma]=120\text{ N/mm}^2$,螺栓的小径 $d_1=17.294\text{ mm}$ 。试校核螺栓的强度。



5. 某轴仅受平稳的轴向力,由一对代号为 6308 的深沟球轴承支承。若轴的转速 $n=3000\text{ r/min}$,工作温度不超过 $100\text{ }^\circ\text{C}$,预期寿命为 10000 h ,试由寿命要求计算轴承能承受的当量动载荷。(注:6308 轴承, $C=40800\text{ N}$, $C_0=24000\text{ N}$)

七、结构改错题

指出图 8 轴系结构的错误。(齿轮传动油润滑,滚动轴承脂润滑,轴端安装 V 带轮)

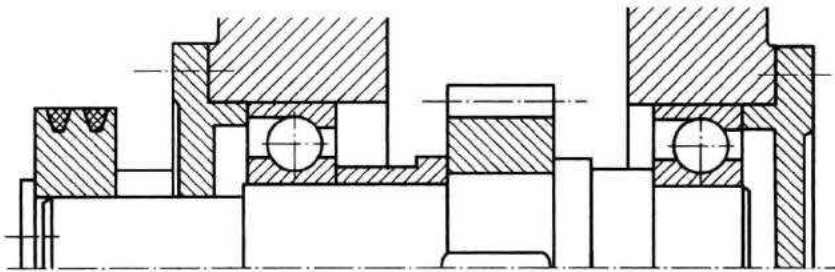


图 8

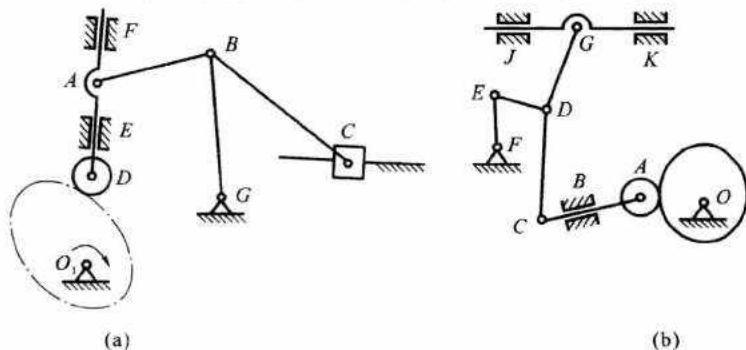
7. 在平键连接中,平键的两侧面是工作面。 ()
8. 斜齿圆柱齿轮的标准模数是大端模数。 ()

四、问答题

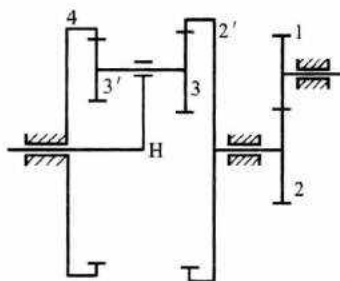
1. 试述影响带传动承载能力的主要因素。
2. 为什么蜗杆传动要进行热平衡计算。

五、计算与分析题

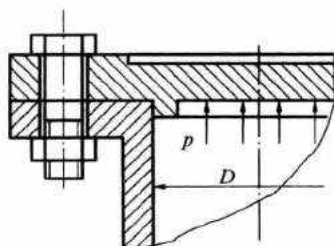
1. 计算下图的自由度,若有复合铰链、局部自由度和虚约束应具体指出。



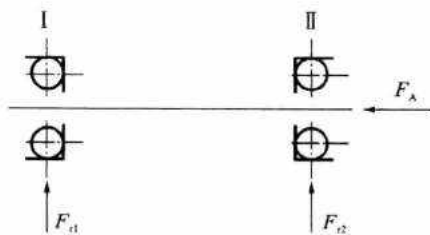
2. 已知图示的轮系中各齿轮的齿数为 $z_1 = 15, z_2 = 20, z_2' = 60, z_3 = 25, z_3' = 20, z_4 = 65$, 试求轮系的传动比 i_{1H} 。



3. 如图所示的压力容器,容器盖与缸体用 6 个普通螺栓连接,缸内压强 $p = 2 \text{ N/mm}^2$,缸径 $D = 150 \text{ mm}$,根据连接的紧密性要求,每个螺栓的残余预紧力 $F'' = 1.6F$, F 为单个螺栓的工作拉力。若选用螺栓材料的屈服强度 $\sigma_s = 300 \text{ N/mm}^2$,试按安全系数 $S = 2$ 时计算所需螺栓的小径 d_1 。

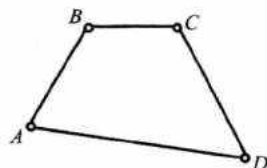


4. 一对角接触球轴承反安装(宽边相对安装)。已知:径向力 $F_{r1} = 4500 \text{ N}, F_{r2} = 3800 \text{ N}$,外部轴向力 $F_A = 2000 \text{ N}$,方向如图所示,试求两轴承的轴向力 F_{a1}, F_{a2} 。(注:内部轴向力 $F_s = 0.68F_r$)。



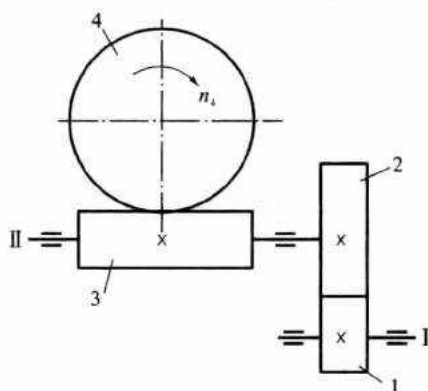
5. 图示的四杆机构, 已知: $l_{AB} = 72 \text{ mm}$, $l_{BC} = 46 \text{ mm}$, $l_{CD} = 96 \text{ mm}$, $l_{AD} = 120 \text{ mm}$, 请问:

- (1) 是否有曲柄存在, 如果有, 请指出;
- (2) 当分别取 AB 、 BC 、 AD 杆为固定件时, 各将得到哪种机构?



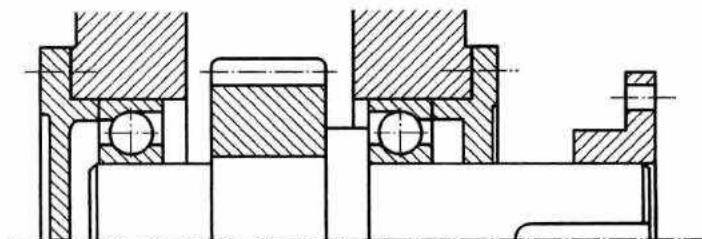
6. 图中所示斜齿圆柱齿轮传动——蜗杆传动组成的传动装置。动力由 I 轴输入, 蜗轮 4 为右旋齿, 试问:

- (1) 为使蜗轮 4 按图中 n_4 方向转动, 确定斜齿轮 1 的转动方向。
- (2) 为使中间轴 II 所受的轴向力能抵消一部分, 确定斜齿轮 1 和齿轮 2 的轮齿旋向。
- (3) 在图中画出齿轮 1 和蜗轮 4 所受的分力方向。



六、结构改错题

在下图中直接改正轴系结构的错误(轴端安装联轴器)。



一、正误判断题(你认为正确的在括号中画“√”,否则画“×”)

1. 代号为 61206 的轴承,轴承类型为角接触球轴承。 ()
2. 当轴承承受径向载荷和轴向载荷联合作用时,可以选用圆锥滚子轴承。 ()
3. 只传递转矩不承受弯矩或弯矩很小的轴,称为传动轴。 ()
4. 提高轴的强度应该减小应力集中。 ()
5. 弹性联轴器有缓冲减振的能力。 ()
6. 受横向载荷的螺栓可采用铰制孔螺栓提高承载能力。 ()
7. 链传动工作时,链速越高,链轮齿数越少,其运动不均匀性越明显。 ()
8. 相对于链传动,带传动适合用于高速。 ()
9. 带传动有过载保护功能。 ()
10. 齿轮强度与其模数没有关系。 ()

二、选择题

1. 工作条件与型号一定的 V 带,其弯曲应力随小带轮直径的增大而_____。
A. 增大 B. 降低 C. 无影响 D. 不一定
2. 在蜗杆传动设计时,除进行强度计算外,还需进行_____。
A. 磨损计算 B. 热平衡计算 C. 振动计算 D. 稳定性计算
3. 离合器与联轴器的基本功用的不同之处是_____。
A. 传递运动 B. 传递转矩
C. 连接两轴 D. 随时使两轴接合或分离
4. 传递动力时,带传动中弹性滑动是_____。
A. 由过载引起 B. 由拉力差和带本身为弹性体所引起
C. 因初拉力 F_0 过小引起 D. 因速度高所引起
5. 一般被连接件之一较厚,装配位置有限,而且经常装拆的地方,宜用_____连接。
A. 普通螺栓 B. 铰制孔螺栓 C. 双头螺栓 D. 螺钉
6. 平键的剖面尺寸通常根据_____按标准选择。
A. 传递功率大小 B. 转速的大小
C. 轴的直径 D. 轮毂长度
7. 为了提高蜗杆刚度,当模数一定时,蜗杆直径系数 q 宜选择_____为好。
A. 大 B. 小 C. 适中

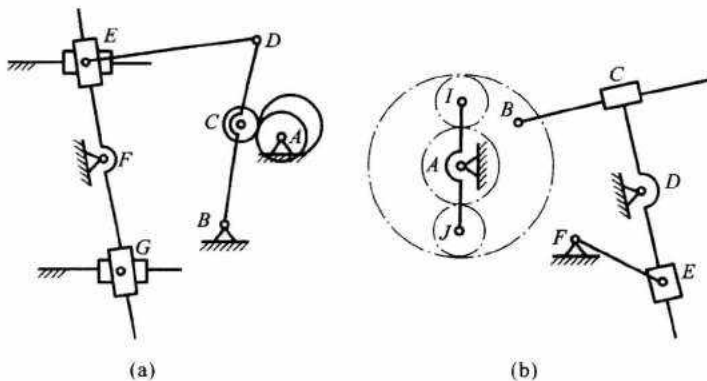
三、简答题

1. 闭式软齿面齿轮传动的计算准则是什么?

2. 某一滚动轴承代号“7312”，其为何种类型轴承，内径多少？
 3. 按转矩估算轴径时，若功率不变，转速增加一倍，则轴径为原来的多少倍？

四、

分别求下列图示机构自由度，并指出何处有复合铰链、局部自由度、虚约束。



五、

已知曲柄摇杆机构 $ABCD$ 中摇杆长 $L_{CD} = 50 \text{ mm}$ ，摇杆摆角 $\Psi = 45^\circ$ ，行程速度变化系数 $K = 1.5$ ，机架长 $L_{AD} = 40 \text{ mm}$ ，试用作图法求出该机构的曲柄和连杆长 L_{AB}, L_{BC} 。

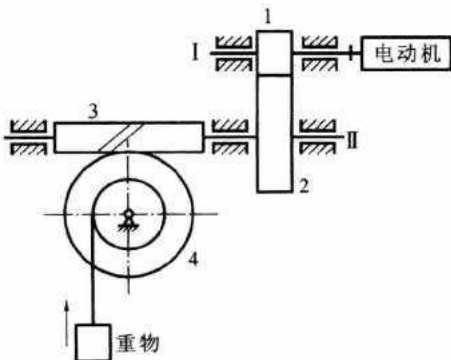
六、

有一对无侧隙安装， $z_1 = 20, z_2 = 40, m = 4 \text{ mm}, \alpha = 20^\circ$ 的正常齿标准直齿外啮合圆柱齿轮传动，拟用一对标准斜齿圆柱齿轮来替代，并要求原中心距，模数（法面），传动比不变，螺旋角 $\beta < 20^\circ$ 。试设计这对斜齿圆柱齿轮，确定其齿数 z_1, z_2 ，螺旋角 β ，计算小齿轮的齿顶圆直径 d_{a1} 和当量齿数 z_{v1} 。

七、分析题

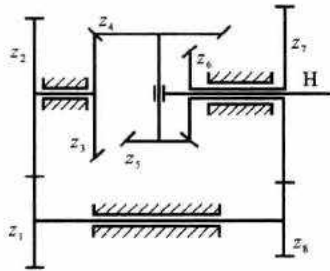
图示圆柱齿轮-蜗杆传动装置，欲使重物上升，要求保持中间轴 II 受力最小。

- (1) 试说明斜齿轮 1、2 的螺旋线方向（左或右旋）。
- (2) 说明轮 3、4 轴向力的方向（水平向左或右；垂直纸面向内或外）。

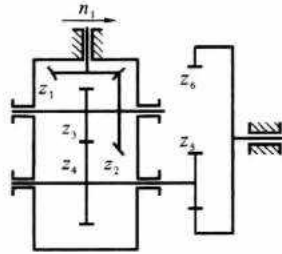


八、分析轮系

1. 图示轮系中,已知各轮齿数分为 $z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = 40, z_5 = 20, z_6 = 100, z_7 = 80, z_8 = 20$, 求传动比 i_{IH} 。

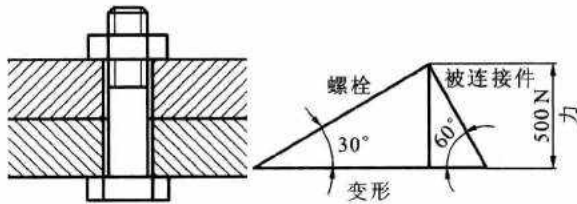


2. 已知图示轮系中各轮齿数为: $z_1 = 18, z_2 = 24, z_3 = 17, z_4 = 51, z_5 = 20, z_6 = 40$ 。试求传动比 i_{j6} 。



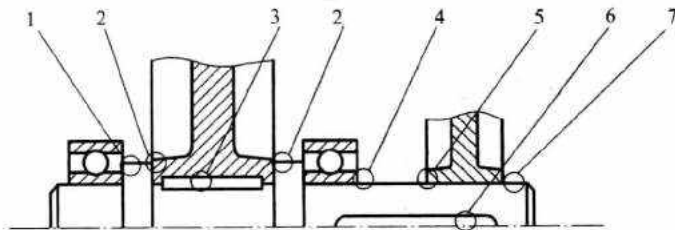
九、

图示为一普通螺栓连接,预紧后的受力-变形图已知。如预紧力为 500 N,然后承受轴向拉伸工作载荷 500 N,问此时螺栓及被连接件受载各为多少?



十、

图中结构设计错误处已经标出序号,按序号一一说明错误原因。



一、选择题

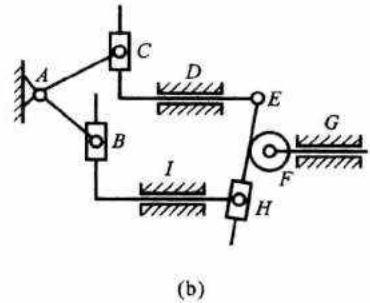
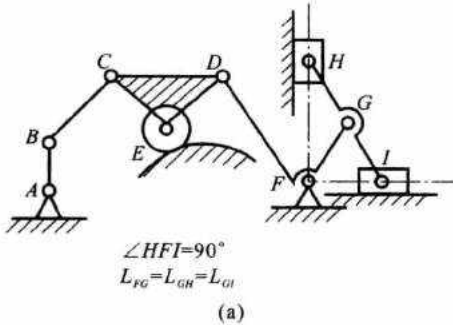
- 链传动中,高速重载时宜取_____。
 - 单列大节距
 - 多列小节距
 - 多列大节距
 - 单列小节距
- 滚动轴承的基本额定寿命是指同一批轴承,在相同运转条件下_____的轴承所能达到的寿命。
 - 80%
 - 90%
 - 95%
 - 99%
- 设计一滚子从动件盘状凸轮,当发现实际轮廓曲线出现尖点时,应该_____。
 - 加大滚子半径
 - 加大基圆半径
 - 减小基圆半径
- 开式齿轮传动的主要失效形式是_____。
 - 齿面磨损
 - 齿面点蚀
 - 齿面胶合
 - 轮齿折断
- 带传动在工作时产生弹性滑动是由于_____。
 - 带的初拉力偏小
 - 带与带轮间的摩擦力偏低
 - 带的松边与紧边拉力不等
 - 带绕过带轮时产生离心力
- 在非液体摩擦滑动轴承中,校核 pv 值的主要目的是_____。
 - 防止轴承衬材料过度发热
 - 防止轴承衬材料发生塑性变形
 - 防止轴承衬材料过度磨损
- 既传递转矩又承受弯矩的轴称为_____。
 - 光轴
 - 传动轴
 - 转轴
 - 心轴
- 斜齿轮是以_____模数为标准值。
 - 端面
 - 轴面
 - 法面
 - 横截面
- 平键的剖面尺寸通常根据_____按标准选择。
 - 轴的直径
 - 轮毂长度
 - 传递功率大小
- 要满足蜗杆轴刚度情况下,当模数一定时,蜗杆直径系数 q 宜选择_____为好。
 - 大
 - 小
 - 适中

二、简答题

- 对于只受预紧力的紧螺栓连接,在计算螺栓强度时,为什么将拉伸载荷加大 30% 后,按纯拉伸问题进行计算?
- 试述径向滑动轴承动压油膜形成的必要与充分条件。
- 用示意图形式,表示出摩擦型带传动工作时带各个横剖面上的应力分布情况。
- 试述闭式硬齿面齿轮传动的计算准则。

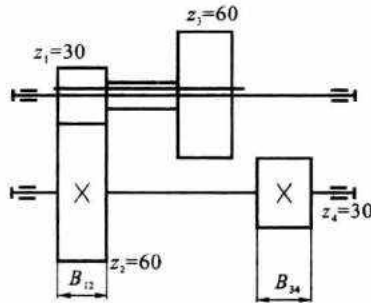
三、

求下列机构自由度，指出复合铰链、局部自由度、虚约束。



四、

某双联直齿圆柱滑移齿轮 1、3 可分别与齿轮 2、4 相啮合，齿数如图所示，各齿轮的材料、热处理、模数均相同，两对齿轮重合度系数相同，主动轴输入转矩 T_1 不变，单向旋转，若模数 $m=4\text{ mm}$ ，齿宽 $B_{12}=80\text{ mm}$ ，试用公式计算说明，当两对齿轮要求接触强度相等时，其 3、4 对齿轮的齿宽 B_{34} 应为多少？



五、

有三个压力角都为 20° 的标准齿轮，其模数和齿数分别为 $m_1=2\text{ mm}$ ， $z_1=20$ ； $m_2=2\text{ mm}$ ， $z_2=50$ ； $m_3=5\text{ mm}$ ， $z_3=20$ 。问这三个齿轮的齿形有何不同？可以用同一把成形铣刀加工吗？又，如用同一把滚刀加工可以吗？

六、

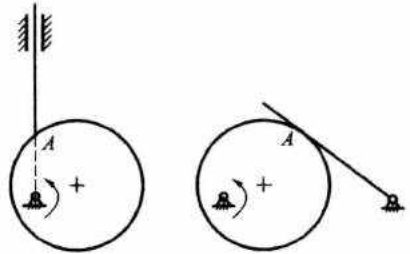
图示各机构，标有箭头的为主动件。试标出各机构在图示位置时的压力角。



(a) 双曲柄机构



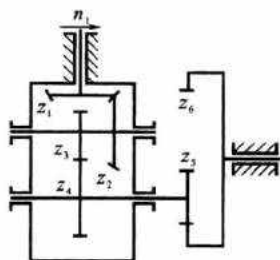
(b) 摆动导杆机构



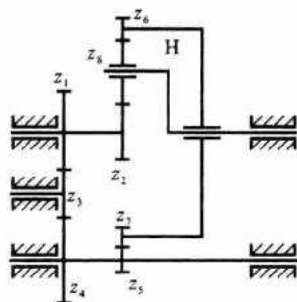
(c) 凸轮机构

七、分析轮系

1. 已知图示轮系中各轮齿数为： $z_1 = 18, z_2 = 24, z_3 = 17, z_4 = 51, z_5 = 20, z_6 = 40$ 。试求传动比 i_{16} ；又若 n_1 方向如图，试在图中标出 n_6 的方向？



2. 在图示轮系中，已知各轮齿数分别为 $z_1 = 40, z_2 = 30, z_3 = 20, z_4 = 40, z_5 = 20, z_6 = 100, z_7 = 80$ ，试求该轮系的传动比 i_{1H} 。



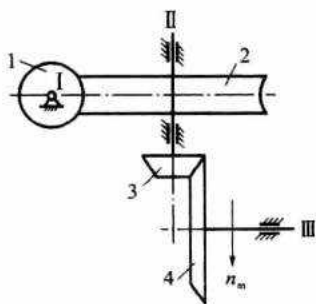
八、

图示圆锥齿轮轴由一对反装(背靠背)的圆锥滚子轴承支承，已知两支承的径向力分别为 $R_1 = 1600 \text{ N}, R_2 = 3200 \text{ N}$ ，锥齿轮产生的轴向力 $F_A = 500 \text{ N}$ ，试求两轴承所受的轴向负荷 A_1 和 A_2 的大小。(已查知： $S = R/2Y, Y = 1.6$)

九、

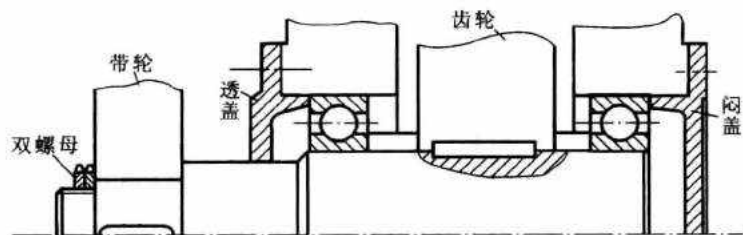
下图是蜗杆-圆锥齿轮组合的传动装置，已知输出轴Ⅲ的转向，试确定：

- (1) 要使轴Ⅱ上的轴向力最小，蜗杆轴Ⅰ的转向以及蜗杆、蜗轮的螺旋线方向应如何？
- (2) 在图上画出蜗轮 2 和齿轮 3 的轴向力。



十、结构改错

指出下列轴系结构上的错误,标明具体位置,并且用文字指出错误原因。

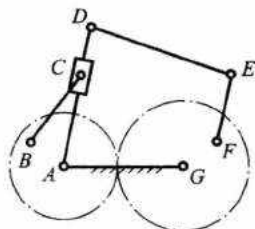


一、简答题

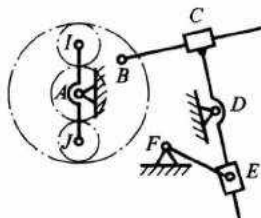
1. 按转矩估算轴径时,若功率不变,转速增加一倍,则轴径为原来的多少倍?
2. 试述滚动轴承代号“7312”中数字“7”、“12”的含义?
3. 摩擦型 V 带传动工作时,何处带的应力最大?
4. 试述闭式软齿面齿轮传动的计算准则?

二、

求下列机构自由度? 指出复合铰链、局部自由度、虚约束。



(a)



(b)

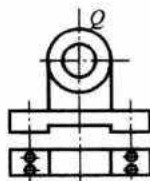
三、

设计一偏置曲柄滑块机构,已知偏距 $e=20\text{ mm}$,原动件曲柄长 $L_{AB}=50$,机构的最大压力角 $\alpha_{\max}=30^\circ$,试用图解法求连杆长 L_{BC} ,滑块最大行程 S ,并标明极位夹角 θ 。

四、

图示滑动轴承由四个对称布置的普通螺栓与机座相连。如每个螺栓受的预紧力为 800 N ,轴承的刚度是螺栓的两倍,轴承上承受的径向载荷 Q 为 4000 N ,问:

- (1) 每个螺栓所受到的总载荷是多少?
- (2) 螺纹的小径至少多少? ($[\sigma]=120\text{ N/mm}^2$)



五、

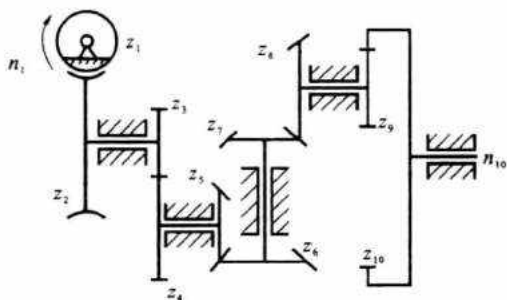
有一对无侧隙安装, $z_1=20, z_2=40, m=4 \text{ mm}, \alpha=20^\circ$ 的正常齿标准渐开线直齿外啮合圆柱齿轮传动。试:

(1) 计算该对齿轮的分度圆直径, 基圆直径, 齿顶圆直径和中心距;

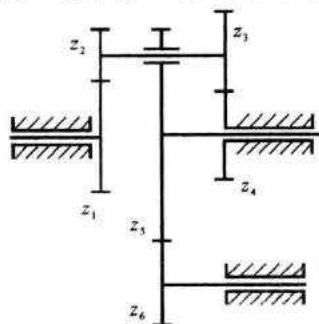
(2) 若用一对标准斜齿圆柱齿轮来替代, 并保持原中心距、模数(法面)、传动比不变, 要求螺旋角 $\beta < 20^\circ$ 。试确定这对斜齿圆柱齿轮齿数、螺旋角 β 。

六、分析轮系

(1) 已知双头右旋蜗杆的转速 $n_1=900 \text{ r/min}$, 转向如图, 各轮齿数为 $z_2=60, z_3=20, z_4=25, z_5=25, z_6=20, z_7=30, z_8=35, z_9=35, z_{10}=135$ 。求轮 10 的转速及转向(用箭头标于图上)。

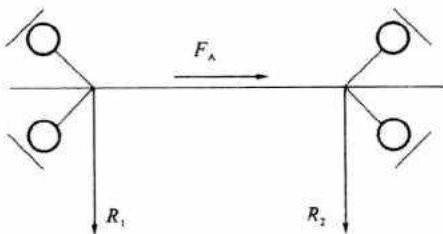


(2) 在图示轮系中, 已知 $z_1=34, z_2=16, z_3=z_4=z_6=25, z_5=100, n_1=280 \text{ r/min}$, 求齿轮 6 的转速 n_6 的大小, 并判断齿轮 6 与齿轮 1 的方向是否相同。



七、

已知如图, 一对正装的角接触球轴承, 轴承径向载分别为 $R_1=500 \text{ N}, R_2=1000 \text{ N}$, 轴上轴向力 $F_A=400 \text{ N}$, 试求两轴承所承受的轴向力 A_1, A_2 。(内部轴向力 $S=0.5R$)

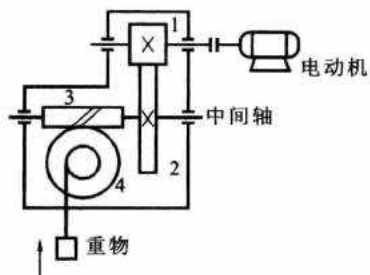


八、

图示为圆柱斜齿轮-蜗杆传动装置,欲使重物上升,要求保持中间轴受力最小。

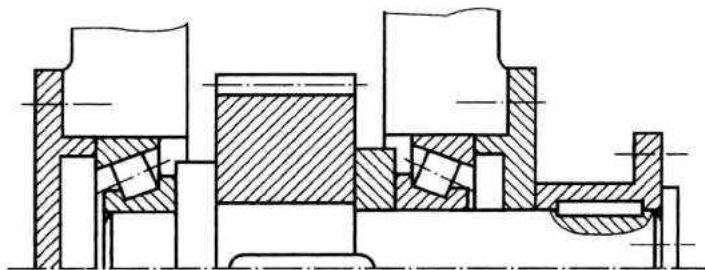
(1) 试用箭头画出斜齿轮 1、2 的螺旋线方向。

(2) 画出轮 3、4 轴向力的指向。



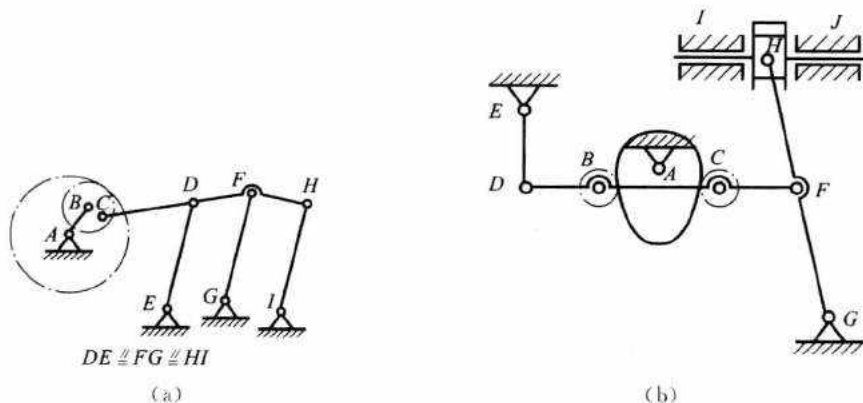
九、结构改错

指出下列轴系结构上的错误,标明具体位置,并且用文字指出错误原因。指出 10 处即全对。



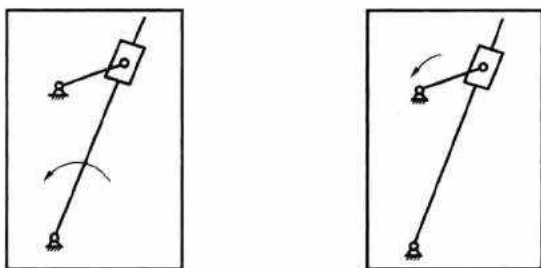
三、

求下列机构自由度, 指出复合铰链、局部自由度、虚约束。



四、

图示四杆机构, 标有箭头的为主动件。试标出四杆机构在图示位置时的压力角和传动角。不计摩擦与自重。



五、

已知一渐开线标准直齿圆柱外齿轮的齿数 $z=40$, 模数 $m=5 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$ 。试求:

(1) 该齿轮的基圆半径 r_b , 基圆周节 P_b ; (6分)

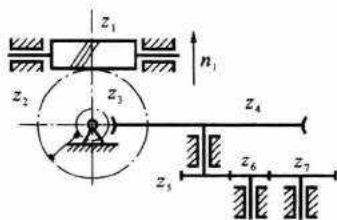
(2) 齿廓渐开线上压力角 $\alpha_k=22^\circ$ 处的展角 θ_k , 向径 r_k 和渐开线在该点的曲率半径 ρ_k 。

六、

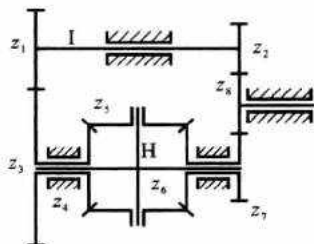
一对外啮合正常齿制直齿圆柱齿轮的齿数 $z_1=30, z_2=40$, 模数 $m=20 \text{ mm}$, 压力角 $\alpha=20^\circ$ 。试求当中心距 $a'=725 \text{ mm}$ 时, 两轮的啮合角 α' , 节圆半径 r_1' 和 r_2' 。当 $\alpha'=22.5^\circ$ 时, 试求其中心距 a' , 节圆半径 r_1' 和 r_2' , 顶隙 c 。在这两种情况下其节圆半径的比值是否相等? 为什么?

七、分析轮系

(1) 在图示轮系中, 已知各轮的齿数及蜗杆 1 的转速及转向如图所示; 蜗杆 3 为右旋蜗杆。试求传动比 i_{17} 和轮 7 的转向 (转向用箭头表示在图上, 传动比用齿数表示)。

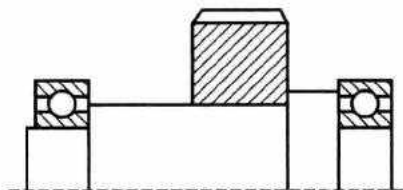


(2) 如图示轮系, 已知 $z_1=69, z_2=40, z_3=68, z_4=z_5=z_6=67, z_7=40$, 求轴 I 和轴 H 的传动比 i_{IH} 。



八、结构改错

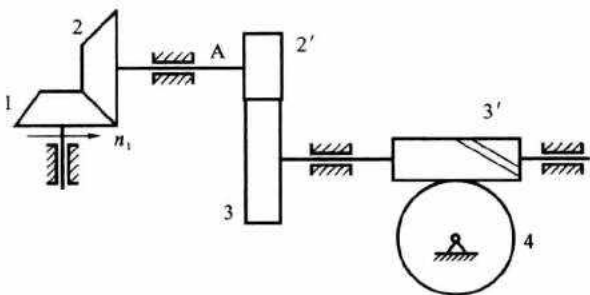
指出图示轴系结构设计的错误, 用指引线、序号加以说明, 说明错误原因。



九、

在下图锥齿轮-斜齿轮-蜗轮蜗杆组成的轮系中, 已知主动轮 1 的转向。试确定:

- (1) 蜗轮的转向;
- (2) 要求 A 轴上轴向力较小时, 斜齿轮 3 的螺旋线方向;
- (3) 画出各齿轮和蜗轮蜗杆的轴向力 F_a 的方向。



十、

简答题: 带传动为什么要限制最大中心距、最大传动比、最小带轮直径?

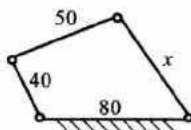
一、选择题

1. 下列铰链四杆机构中,不能实现急回运动的是_____。

- A. 偏置曲柄滑块机构 B. 曲柄摇杆机构 C. 双曲柄机构 D. 对心曲柄滑块机构

2. 如图所示,当 x 在一定范围内取值时,此四杆机构_____。

- A. 只可能是曲柄摇杆机构
B. 不可能是双摇杆机构
C. 可能是曲柄摇杆机构或者是双摇杆机构
D. 可能是曲柄摇杆机构或者是双曲柄机构



3. 开式齿轮传动的主要失效形式是_____。

- A. 齿面磨损 B. 齿面点蚀 C. 齿面胶合 D. 轮齿折断

4. 标准斜齿圆柱齿轮传动中,查取齿形系数 Y_{FS} 数值时,应按_____查。

- A. 法面模数 m_n B. 齿宽 b C. 实际齿数 z D. 当量齿数 z_v

5. 对于齿面硬度不大于 350HBS 的闭式齿轮传动,设计时一般_____。

- A. 先按接触强度条件计算 B. 先按弯曲强度条件计算
C. 先按磨损条件计算 D. 先按胶合条件计算

6. 渐开线标准齿轮的根切现象,发生在_____。

- A. 模数较大时 B. 模数较小时 C. 齿数较小时 D. 齿数较多时

7. 对于标准直齿圆柱齿轮传动,其齿根弯曲疲劳强度主要取决于_____。

- A. 中心距和齿宽 B. 中心距和模数 C. 中心距和齿数 D. 模数和齿宽

8. 键的剖面尺寸宽度 b 和高度 h 通常是根据_____从标准中选取。

- A. 传递的转矩 B. 传递的功率 C. 轮毂长度 D. 轴径

9. 按转矩估算轴径时,若功率不变,转速增加一倍,则轴径为原来的_____倍。

- A. $1/8$ B. $1/2$ C. $\sqrt[3]{2}$ D. $\sqrt[3]{1/2}$

10. 下列四种螺纹中,自锁性能最好的是_____。

- A. 粗牙普通螺纹 B. 细牙普通螺纹 C. 梯形螺纹 D. 矩形螺纹

11. 按弯扭合成计算轴的强度时,当量弯矩 $M_e = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$, 式中, α 是为了考虑扭矩 T 与弯矩 M 产生的应力_____。

- A. 方向不同 B. 循环特性可能不同
C. 大小不同 D. 位置不同

12. 标准蜗杆传动中,蜗杆头数 z_1 一定,如增大蜗杆的直径系数 q ,将使传动的效率_____。

- A. 增大 B. 减小 C. 不变 D. 不一定

13. 蜗杆传动中,将蜗杆分度圆直径 d_1 定为标准值是为了_____。

- A. 提高传动效率 B. 得到标准中心距

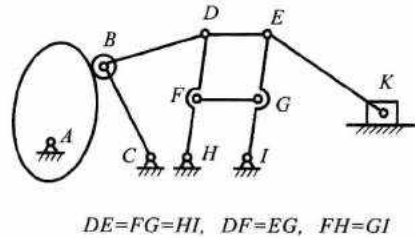
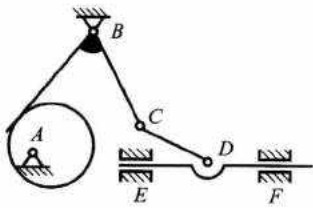
- C. 增加蜗杆刚度
D. 减少蜗轮滚刀数量
14. 在被连接件之一太厚且需要经常装拆的场合,宜采用_____。
A. 普通螺栓连接
B. 双头螺柱连接
C. 螺钉连接
D. 紧定螺钉连接
15. 带传动的设计准则是保证带在要求的工作期限内_____。
A. 不发生过度磨损
B. 不发生打滑和疲劳破坏
C. 不发生弹性滑动
D. 不发生磨损又不发生打滑
16. 带传动在工作时产生弹性滑动是由于_____。
A. 带的初拉力偏小
B. 带与带轮间的摩擦力偏低
C. 带的松边与紧边拉力不等
D. 带绕过带轮时产生离心力
17. 传动效率高、结构紧凑、功率和速度适用范围最广的是_____。
A. 带传动
B. 链传动
C. 齿轮传动
D. 蜗杆传动
18. 非液体摩擦滑动轴承,验算压强 $p \leq [p]$ 的目的在于避免轴承产生_____。
A. 过度磨损
B. 点蚀
C. 胶合
D. 压溃
19. 链传动中,链节数和链轮齿数常分别取为_____。
A. 偶数与偶数
B. 偶数与奇数
C. 奇数与偶数
D. 奇数与奇数
20. 在一定转速下,要减轻滚子链传动的不均匀性和动载荷,应该_____。
A. 增大节距 p 和增加齿数 z_1
B. 增大节距 p 和减小齿数 z_1
C. 减小节距 p 和减小齿数 z_1
D. 减小节距 p 和增加齿数 z_1

二、判断题(正确的打√,错误的打×)

1. 如因强度不够需在轴上布置一对平键,则应将它们布置在轴的不同母线上。 ()
2. 转轴是指只承受弯矩且转动的轴。 ()
3. 受横向外载荷的普通螺栓连接中,螺栓的失效形式是被剪断。 ()
4. 紧螺栓连接要预紧,当拧紧螺母时,螺栓和被连接件都受拉力。 ()
5. 正是由于打滑现象,使带传动的瞬时传动比不准确。 ()
6. 为了使啮合齿轮齿面接触强度一致,小齿轮的齿宽应该稍大于大齿轮的齿宽。 ()
7. 通常情况下,带传动与链传动中,松边都布置在上边。 ()
8. 一批同型号的轴承在相同的条件下运转,能达到基本额定寿命的轴承有 100%。 ()
9. 工作条件与型号一定的 V 带,其弯曲应力随小带轮直径的增大而增大。 ()
10. 齿轮设计时,选齿宽系数 $\psi_d = 1.5$,小齿轮 $d_1 = 100$ mm,大齿轮 $d_2 = 200$ mm,故大齿轮齿宽 $b_2 = 300$ mm。 ()
11. 代号为 61206 的轴承,轴承类型为角接触球轴承。 ()
12. 蜗杆蜗轮传动的传动比为 $i = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$ 。 ()
13. 一个渐开线圆柱外齿轮,当基圆大于齿根圆时,基圆以内部分的齿廓曲线,都不是渐开线。 ()
14. 一对相啮合的大小齿轮,两者齿面的接触应力是相等的。 ()
15. 链条的基本参数是节距。 ()

三、

求下列机构的自由度,若有复合铰链、局部自由度或虚约束,请指出来。



四、

一对渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动。已知 $z_1=40$ 、传动比 $i_{12}=2.5$ 、 $h_a^*=1$ 、 $c^*=0.25$ 、 $\alpha=20^\circ$ 、 $m=4$ mm。

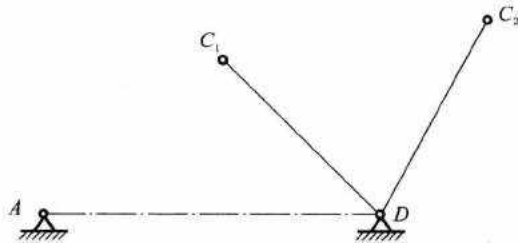
(1) 在标准安装时,试求 r_1 及中心距 a 。

(2) 若安装中心距 $a'=282$ mm,试求 r_2' 及啮合角 α' 。

(3) 若改用标准斜齿圆柱齿轮传动,中心距 $a=285$ mm, $m_n=4$ mm,其余参数不变,这对斜齿轮的螺旋角 β 应为多少?

五、

如图,设计一曲柄摇杆机构。已知:摇杆 DC 和机架 AD 的长度、摇杆的两个极限位置 DC_1 和 DC_2 。试用作图法求出曲柄 AB 的长度 l_{AB} 、连杆 BC 的长度 l_{BC} ,以及行程速比系数 K 。(取比例尺 $\mu_l=1 \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$)

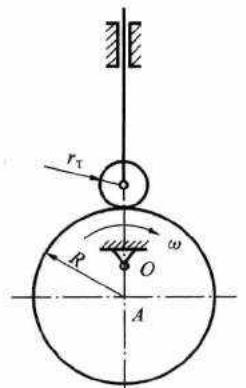


六、

图示为滚子从动件对心直动偏心圆凸轮机构, A 为凸轮的几何中心, O 为凸轮的转动中心,试画出:

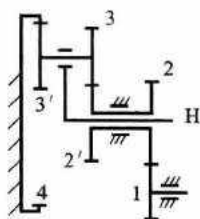
(1) 凸轮的基圆及凸轮的理论轮廓曲线;

(2) 凸轮自图示位置(从动件最低位置)以顺时针方向回转 90° 时,机构的压力角 α 及从动件的位移 s 。

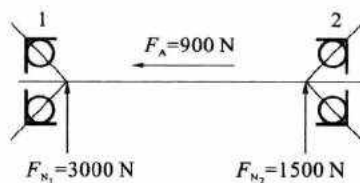


七、

图示轮系中, $z_1=20, z_2=40, z_3=15, z_4=60, z_{2'}=25, z_{3'}=20, n_1=280 \text{ r/min}$, 试求 n_H 的大小和转向。



题七图



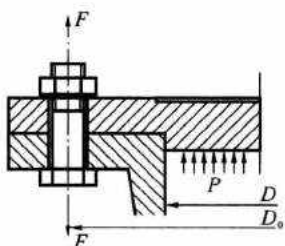
题八图

八、

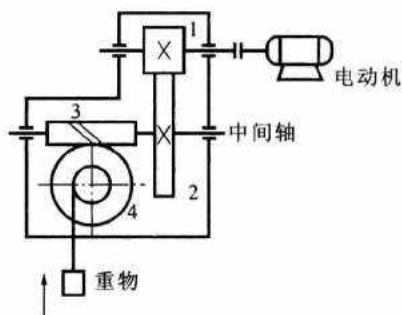
某轴用一对同型号角接触球轴承支承, 受力情况如图所示。已知: 内部轴向力 $F_S = 0.7F_r, e=0.7$ 。当 $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 时, $X=1, Y=0$; 当 $\frac{F_a}{F_r} > e$ 时, $X=0.41, Y=0.85$ 。试计算说明哪个轴承的寿命低。

九、

图示汽缸内径 $D=500 \text{ mm}$, 气压 $P=1.2 \text{ MPa}$, $D_0=640 \text{ mm}$, 螺栓材料的屈服强度 $\sigma_s=240 \text{ MPa}$, 安全系数 $S=2$ 。要求螺栓间距不大于 150 mm , 单个螺栓残余预紧力 F' 是工作载荷 F 的 1.5 倍, 试确定所需最少的螺栓数目和螺纹小径。



题九图



题十图

十、

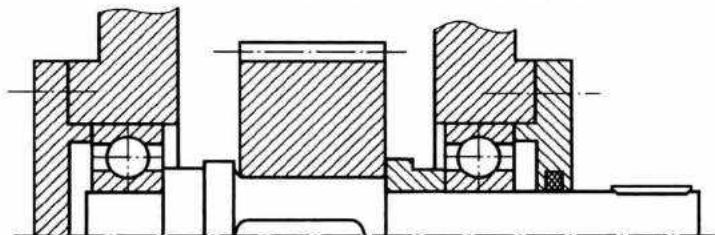
图示为斜齿圆柱齿轮-蜗杆传动, 欲使重物上升, 要求保持中间轴受力最小。

(1) 试用箭头画出电动机的转向及两个斜齿轮螺旋线的方向。

(2) 画出蜗杆 3 及斜齿轮 2 的圆周力 F_{t3}, F_{t2} 的指向。

十一、

指出下图中的结构错误之处(依次标上①②③……),并说明原因(指出 5 处并说明即可)。

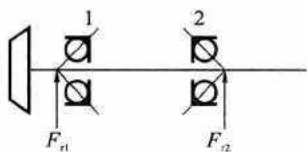


一、判断题(对的打“√”,错的打“×”)

1. 零件是机械中制造的基本单元体,而构件则是机械中运动的基本单元体。 ()
2. 压力角就是主动件受驱动力的方向线与该点速度的方向线之间的夹角。 ()
3. 从动件的位移线图是凸轮轮廓设计的依据。 ()
4. 渐开线齿轮啮合时,啮合角恒等于节圆的压力角。 ()
5. 对运动机构来说死点位置一般是不利的,但工程中也可以利用机构的死点位置来满足某些工作要求。 ()

二、

轴支承在 30314 滚动轴承上,轴端锥齿轮所受的轴向力为 F_s , 如图示安装。

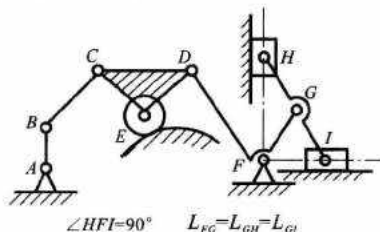
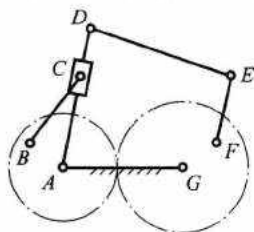


(1) 说明轴承代号中数字的含义。

(2) 若轴承径向载荷 $F_{r2} > F_{r1}$, 试标出两轴承内部轴向力的指向并写出轴向载荷 F_{a1} 与 F_{a2} 的计算式。

三、

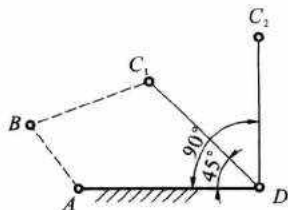
求下列机构自由度,若有复合铰链、局部自由度或虚约束,请指出来。



四、

已知铰链四杆机构的机架长 $L_{AD} = 70$ mm, 摇杆长 $L_{CD} = 60$ mm, 摇杆的极限位置如图所示。试用作图法求:

- (1) 曲柄长 L_{AB} 和连杆长 L_{BC} ;
- (2) 在图上标出极位夹角 θ , 并写出求行程速度变化系数 K 的公式;
- (3) 在图上标出当 AB 为原动件时机构的最小传动角 γ_{\min} 。



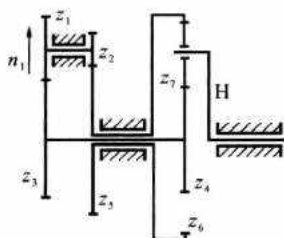
五、

已知一对正确安装的正常齿制渐开线外啮合标准直齿圆柱齿轮传动的中心距 $a=360\text{ mm}$, 传动比 $i=3$, 模数 $m=10\text{ mm}$ 。试求:

- (1) 两轮的齿数 z_1, z_2 , 分度圆直径 d_1, d_2 , 齿顶圆直径 d_{a1}, d_{a2} 和齿根圆直径 d_{f1}, d_{f2} ;
- (2) 两轮渐开线齿廓在分度圆处的曲率半径 ρ_1, ρ_2 。

六、

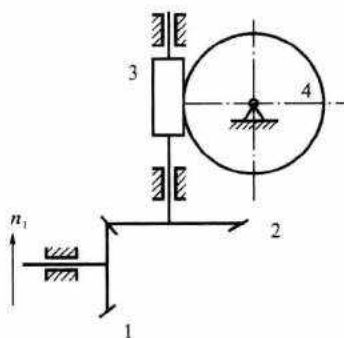
在图示轮系中, 已知各轮的齿数为 $z_1=30, z_2=20, z_3=40, z_4=40, z_5=50, z_7=30$, 构件 1 的转速 $n_1=1450\text{ r/min}$, 转向如图。试求构件 H 的转速 n_H 的大小和方向(说明与 n_1 的关系)。



七、

如图所示蜗杆传动和圆锥齿轮传动的组合, 已知输入轴 1 的转向。

- (1) 要使蜗杆轴上的轴向力能部分抵消, 试确定蜗杆的螺旋线方向和蜗杆、蜗轮的转向;
- (2) 画出各轮轴向力的方向。

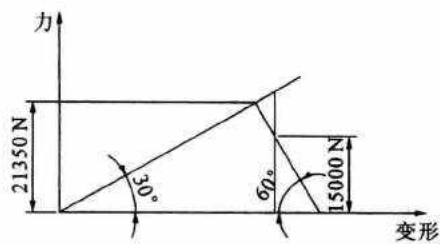


八、

单根 V 带传动(减速), 能传递的最大功率 $P=4.82\text{ kW}$, 小带轮直径 $d_1=180\text{ mm}$, 大带轮直径 $d_2=400\text{ mm}$ 。小带轮转速 $n_1=1450\text{ r/min}$, 其包角 $\alpha_1=152^\circ$ 。带与带轮当量摩擦系数 $f'=0.25$ 。不考虑弹性滑动, 试确定带传动的最大有效圆周力 F_{lim} 、紧边拉力 F_1 、初拉力 F_0 。

九、

某普通螺栓紧连接的载荷-变形线图如下所示。已知螺栓的许用应力 $[\sigma]=155\text{ MPa}$, 试



确定螺栓小径。

十、

设计将连续转动转换为直线移动的机构,要求至少设计四种以上(含四种),要求绘出机构示意图。

一、单项选择题

1. 某齿轮传动装置如图 1 所示, 齿轮 1 为主动轮, 当齿轮 1 作双向回转时, 则其齿面接触应力按_____变化。

- A. 对称循环
B. 脉动循环
C. 循环特性 $r = -0.5$ 的循环
D. 循环特性 $r = +1$ 的循环

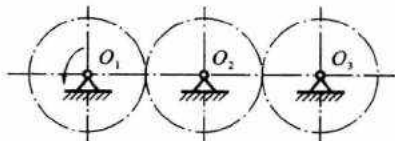


图 1

2. 有一个紧螺栓连接, 要求被连接件接合面不分离。已知螺栓与被连接件的刚度相同, 螺栓的预紧力为 Q_p , 当对连接施加轴向载荷, 使螺栓的轴向工作载荷 F 与预紧力 Q_p 相等时, 则_____。

- A. 被连接件发生分离, 连接失效
B. 被连接件即将发生分离, 连接不可靠
C. 连接可靠, 但不能再继续加载
D. 连接可靠, 只要螺栓强度够, 可继续加载

3. 在汽轮机发电机组中, 汽轮机轴与电动机轴之间采用联轴器连接, 根据其工作中功率大, 温度高, 转速高, 转子质量大等特点, 该联轴器应采用_____。

- A. 凸缘联轴器 B. 弹性柱销联轴器 C. 齿式联轴器 D. 十字滑块联轴器

4. 滚动轴承转动套圈滚道表面上某点的应力为_____。

- A. 幅值变化的脉动循环变应力 B. 对称循环变应力
C. 幅值不变的脉动循环变应力 D. 静应力

5. 零件强度计算中的许用安全系数是用来考虑_____。

- A. 载荷的性质, 零件价格的高低, 材料的均匀性
B. 零件的应力集中、尺寸大小、表面状态
C. 计算的准确性, 材料的均匀性, 零件的重要性
D. 零件的可靠性, 材料的力学性能, 加工的工艺性

6. 某普通 V 带传动的实际传动比为 4, 若其滑动率为 2.5%, 则其理论传动比应为_____。

- A. 3.5 B. 3.7 C. 3.9 D. 4.1

7. 普通平键连接工作时, 键的主要失效形式为_____。

- A. 键受剪切破坏 B. 键侧面受挤压破坏
C. 剪切和挤压同时产生 D. 键的磨损和被剪断

8. 链传动作用在轴和轴承上的载荷比带传动要小, 这主要是因为_____。

- A. 链传动只用来传递较小的功率 B. 链速较高, 在传递相同功率时, 圆周力小
C. 链传动是啮合传动, 无需大的张紧力 D. 链的质量大, 离心力大

9. 下列各种机械设备中, _____只宜采用滑动轴承。

- A. 中、小型减速器齿轮轴
B. 电动机转子
C. 铁道机车车辆轴
D. 大型水轮机主轴
10. 按弯曲、扭转合成计算轴的应力时,要引入系数 α ,这个 α 是考虑_____。
A. 轴上键槽削弱轴的强度
B. 正应力与切应力的循环特性不同的系数
C. 合成正应力与切应力时的折算系数
D. 正应力与切应力方向不同

11. 蜗杆传动的齿面接触强度计算公式为 $m^2 d_1 \geq K T_2 \left(\frac{496}{z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \text{ mm}^3$,式中 $[\sigma_H]$ 为许用接

触应力,设计时应代入_____。

- A. 蜗杆材料的 $[\sigma_H]_1$
B. 蜗轮材料的 $[\sigma_H]_2$
C. $[\sigma_H]_1$ 与 $[\sigma_H]_2$ 的平均值
D. $[\sigma_H]_1$ 和 $[\sigma_H]_2$ 中的最大值

12. 蜗杆直径系数的标准化是为了_____。

- A. 减少加工蜗轮时滚刀的数目
B. 保证蜗杆有足够的刚度
C. 提高蜗杆传动的效率
D. 减少蜗杆的直径

13. 一对圆柱齿轮传动,通常把小齿轮的齿宽制作得比大齿轮宽一些,其主要原因是_____。

- A. 为使传动平稳
B. 为了提高传动效率
C. 为了提高齿面接触强度
D. 为了便于安装,保证接触线长

14. 现有四个标准直齿圆柱齿轮,已知齿数分别为 $z_1 = 20, z_2 = 40, z_3 = 60, z_4 = 80$,模数分别为 $m_1 = 4 \text{ mm}, m_2 = 3 \text{ mm}, m_3 = 2 \text{ mm}, m_4 = 2 \text{ mm}$,则齿形系数最小的为_____。

- A. Y_{Fa1}
B. Y_{Fa2}
C. Y_{Fa3}
D. Y_{Fa4}

15. 链传动张紧的目的是为了_____。

- A. 使链条产生初拉力,以使链传动能传递运动和动力
B. 使链条与轮齿之间产生摩擦力,以使链传动能传递运动和动力
C. 避免链条垂度过大时产生啮合不良
D. 避免打滑

二、简单回答下列各题

- 引起链传动速度不均匀的原因是什么? 主要影响因素有哪些?
- 液体动力润滑滑动轴承的相对间隙 ψ 的大小,对滑动轴承的承载能力、温升和回转精度有何影响?
- 简述机械零件的主要失效形式有哪些?
- 螺栓组连接进行结构设计时应考虑哪些问题?
- 蜗杆传动为什么一般选择钢蜗杆和铜蜗轮作为配对材料?
- 在选择联轴器时,引入了一个工作情况系数 K 的目的是什么? 如何选择?
- 设计齿轮传动时,所选齿宽系数 ψ_d ,既不能太大,又不能太小,为什么?
- 图 2 所示为带传动(减速),以下四种情况采用同样的普通 V 带传动,且初拉力相同,但张紧方式不同,试分析哪种情况下传动带可能先断,为什么?

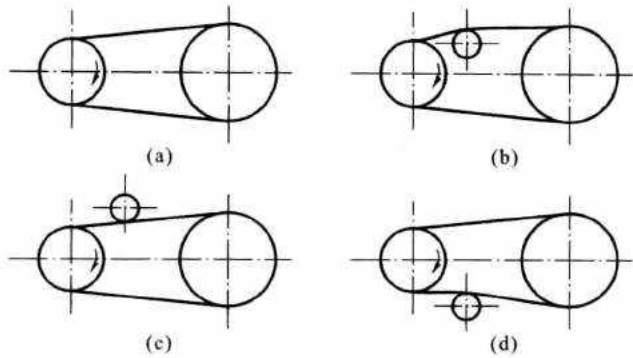


图 2

三、

绘制受预紧力和轴向工作载荷共同作用的单个普通螺栓连接的力-变形图,并在图中标出 Q 、 Q_p 、 Q'_p 和 F 。试分析:当螺栓所受的工作拉力 F 在 $0 \sim F$ 之间变化时,在保持剩余预紧力不变的条件下,若降低螺栓的刚度,则螺栓所受的拉力幅将如何变化? 画图说明。

四、

某减速器的一根轴采用一对 7307AC 型轴承支承(如图 3 所示)。轴承所受的径向力分别为 $R_1 = 1320 \text{ N}$ 、 $R_2 = 3010 \text{ N}$,轴向力为 $F_{a1} = 270 \text{ N}$ 、 $F_{a2} = 560 \text{ N}$,工作转速 $n = 960 \text{ r/min}$,工作温度为 110°C ,冲击载荷系数 $f_d = 1.3$,力矩载荷系数 $f_m = 1.5$ 。已知:轴承相关数据 $C = 32800 \text{ N}$ 、 $e = 0.68$,派生轴向力 $S = 0.68R$ 。当 $A/R \leq e$ 时, $X = 1.0$ 、 $Y = 0$;当 $A/R > e$ 时, $X = 0.41$ 、 $Y = 0.87$ 。

试求:(1) 若轴承预期寿命为 $L'_{10h} = 5000 \text{ h}$,能否满足?

(2) 如果不能满足轴承的预期寿命时,可采用哪些措施来提高轴承寿命?

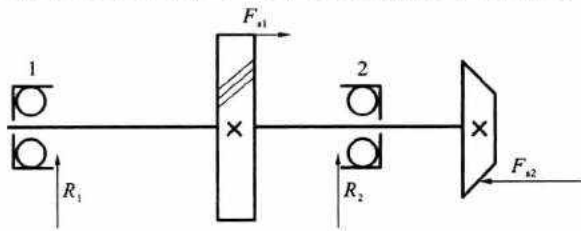


图 3

五、

已知某钢材的力学性能: $\sigma_s = 1000 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_{-1} = 500 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_0 = 800 \text{ MPa}$,试绘制谢林森折线图。用该材料制成的轴类零件受弯曲稳定变应力的作用,最大工作应力 $\sigma_{\max} = 400 \text{ MPa}$,循环特性 $r = -0.25$ 。

试求:(1) 绘制材料的简化疲劳极限线图;

(2) 在简化疲劳极限线图上标明工作应力点 M ;

(3) 分析零件在简单加载情况下可能发生的主要失效形式。

六、

图 4 所示传动系统中,1、5 为蜗杆,2、6 为蜗轮,3、4 为斜齿圆柱齿轮,7、8 为直齿锥齿轮。已知蜗杆 1 为主动,要求输出齿轮 8 的回转方向如图 4 所示。试确定:

- (1) 各轴回转方向;
- (2) 考虑轴 I、II、III 上所受轴向力能抵消一部分,定出各轮的螺旋线方向;
- (3) 画出各轮的轴向力方向。

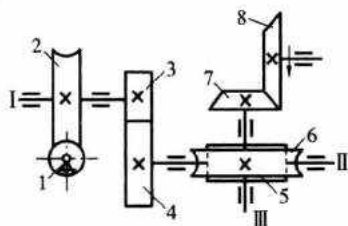


图 4

七、

图 5 为小锥齿轮轴的轴承组合结构,采用一对反装的圆锥滚子轴承。锥齿轮用油润滑,轴承采用脂润滑。试指出错误所在,并进行改正。(文字描述即可)

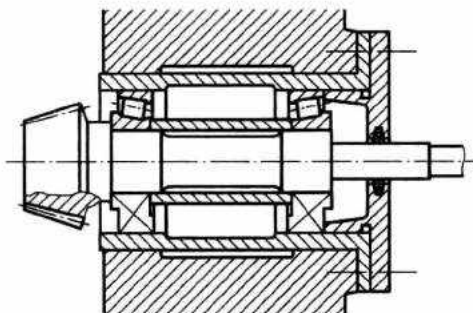


图 5

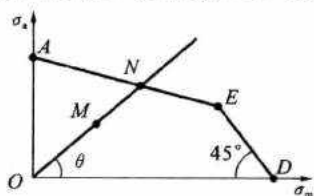
一、选择题(单选题)

1. 对轴进行表面强化处理,可以提高轴的_____。

- A. 疲劳强度 B. 刚度 C. 静强度 D. 耐冲击性能

2. 在右图所示的材料疲劳极限线图中, M 为工作应力点,应力循环特性 r 为常数, ON 线与横轴间的夹角 $\theta=50^\circ$,则零件受_____。

- A. 对称循环变应力
B. 脉动循环变应力
C. 变号的非对称循环变应力
D. 不变号的非对称循环变应力



3. 受拉的普通螺栓连接中,由于螺栓和螺母的刚度和变形性质不同,导致各圈螺纹牙上的受力不均匀,采用_____方法可以改善螺牙纹受力的不均匀程度。

- A. 改变螺纹牙形 B. 悬置螺母 C. 增大螺母高度 D. 增加旋合圈数

4. 在两零件的材料和几何形状不相同的情况下,曲面接触卸载时,两者的接触应力值_____。

- A. 相等 B. 接触点曲率大的应力大
C. 不确定 D. 接触点曲率小的应力大

5. 当两个被连接件之一太厚,不宜被制成通孔,且需要经常拆卸时,经常采用的连接方式为_____。

- A. 螺栓连接 B. 螺钉连接 C. 双头螺柱连接 D. 紧定螺钉连接

6. 普通平键连接中,键的长度尺寸通常根据_____按标准选取。

- A. 传递扭矩大小 B. 传递功率大小 C. 轴的直径 D. 轮毂宽度

7. 在带传动工作中,采用张紧装置进行张紧的目的是_____。

- A. 调节带传动的初拉力 B. 减轻带的弹性滑动
C. 提高带的寿命 D. 改变带的运动方向

8. 在工程中,带轮的结构主要依据_____决定。

- A. 带的截面形状 B. 带的长度 C. 带轮直径 D. 带传递的功率

9. 在计算齿轮传动的计算载荷而确定载荷系数时,没有考虑的因素是_____。

- A. 齿轮传动的工作条件 B. 齿轮的制造材料
C. 齿轮的制造和装配精度 D. 齿向载荷分布均匀性

10. 在轴的疲劳强度计算时,若在同一截面上同时具有几个应力集中源,则应力集中系数应取_____。

- A. 平均值 B. 最小值 C. 最大值 D. 各应力集中系数之和

11. 在蜗杆传动中,增加蜗杆头数 z_1 ,有利于_____。

- A. 提高蜗杆传动的承载能力
B. 提高蜗杆轴的刚度
C. 提高蜗杆的加工性能
D. 提高蜗杆传动的效率

12. 当作用在轴上的载荷具有冲击、振动,且轴的转速较高、刚度较小时,一般应该选用_____。

- A. 刚性固定式联轴器
B. 刚性可移式联轴器
C. 弹性联轴器
D. 安全联轴器

13. 普通推力滑动轴承在推力瓦中心制出圆形凹坑的目的是为了_____。

- A. 便于轴承的装配和调整
B. 避免中心接触处产生过大压强
C. 保证轴和瓦的对中性
D. 产生自调心功能以防止偏载

14. 向心角接触轴承的派生轴向力 S 的大小与_____无关。

- A. 轴承内部结构
B. 轴向外载荷
C. 径向载荷
D. 轴承的接触角

15. 某材料制成的零件工作中受静拉力作用,危险截面处的最大应力 $\sigma_{\max}=160$ MPa,材料的屈服强度 $\sigma_s=360$ MPa,硬度为 200 HBS,许用拉应力 $[\sigma]=240$ MPa,则零件的许用安全系数 $[S]$ 为_____。

- A. 1.8
B. 1.4
C. 1.5
D. 2.25

二、简答题

1. 只受预紧力作用的普通螺栓连接,写出其危险剖面的强度条件式。并解释式中各系数和参数的含义。
2. 为什么螺纹连接经常需要防松? 有哪几类防松措施?
3. 解释下列滚动轴承代号含义及内径尺寸值: 7210C/C3/P4, 30310/P6。
4. 写出动压轴承的工作能力准则。
5. 在 V 带传动中,哪种应力对带的寿命影响最大? 为什么要限制带的速度在 5 m/s~25 m/s 范围内?
6. 分析带传动产生弹性滑动的机理,并说明弹性滑动对带传动有何影响。
7. 简单叙述齿轮齿根弯曲疲劳强度计算中危险截面是如何确定的?
8. 齿轮传动中,影响齿轮副载荷沿接触线分布不均匀的因素有哪些? 工程中常采取哪些措施来改善这一现象?

三、作图与计算题

已知某钢材的力学性能为 $\sigma_s=1000$ N/mm², $\sigma_{-1}=500$ N/mm², $\sigma_0=800$ N/mm²。用该材料制成的试件受非对称循环变应力的作用,已知循环特性 $r=0.3$,最大工作应力 $\sigma_{\max}=800$ MPa。

试求:(1) 绘制材料的简化疲劳极限线图;

(2) 计算最小工作应力、应力幅及平均应力,并按简单加载情况在图上标明工作应力点 M 和极限应力点 M_1 ;

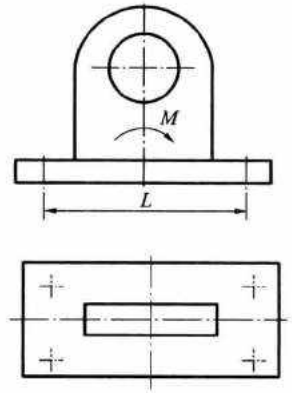
(3) 分析试件可能出现的失效形式。

(4) 如果有效应力集中系数 $k_s=1.49$,绝对尺寸系数 $\epsilon_s=0.83$,表面状态系数 $\beta=1$,试绘制零件的简化疲劳极限线图。

四、计算题

图示为四个螺栓组成的普通螺栓组连接,已知螺栓组所受翻转力矩 $M=4800 \text{ N} \cdot \text{m}$,螺栓预紧力 $Q_p=2000 \text{ N}$,螺栓材料的许用应力 $[\sigma]=160 \text{ N}/\text{mm}^2$,螺栓小径 $d_1=8.917 \text{ mm}$;螺栓的相对刚度 $\frac{C_L}{C_L+C_F}=0.2, L=400 \text{ mm}$ 。

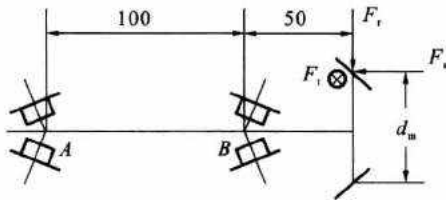
- 试求:(1) 螺栓所受的最大工作载荷;
(2) 校核螺栓强度是否满足。



五、计算题

图示圆锥齿轮减速器主动轴,选用一对 30206 圆锥滚子轴承。锥齿轮平均分度圆直径 $d_m=56.25 \text{ mm}$,所受圆周力 $F_t=1130 \text{ N}$,径向力 $F_r=380 \text{ N}$,轴向力 $F_a=146 \text{ N}$,轴的转速 $n=640 \text{ r}/\text{min}$,工作温度低于 110°C 。工作中有中等冲击(冲击载荷系数按 $f_d=1.5$);如果轴承承受力矩载荷,则力矩载荷系数 $f_m=1.5$ 。试计算该对轴承的寿命 L_{10h} 。

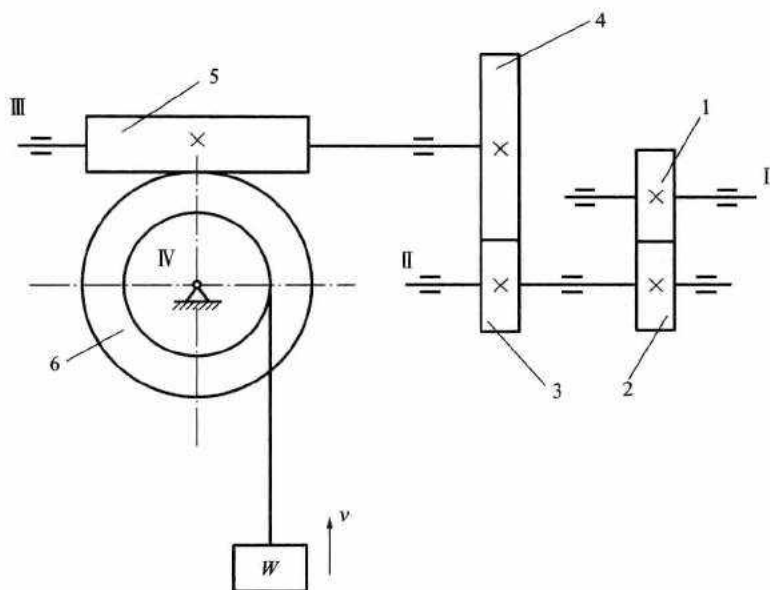
(轴承参数 $C=41200 \text{ N}, Y=1.6, e=0.37$,该类轴承的派生轴向力按 $S=R/(2Y)$ 计算。径向和轴向系数按以下原则选定:当 $A/R \leq e$ 时, $X=1, Y=0$;当 $A/R > e$ 时, $X=0.4, Y=1.6$ 。)



六、计算与分析题

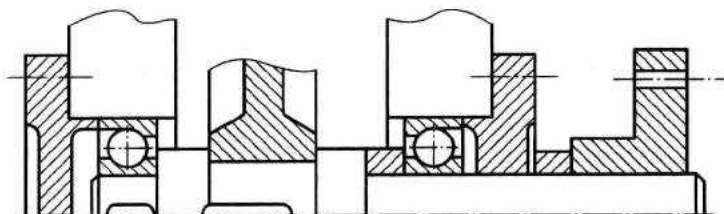
图示为由两对斜齿圆柱齿轮和蜗杆传动组成的起重装置。已知:蜗杆右旋,齿轮 1 为主动轮,匀速提升重物。试求:

- (1) 画出 $n_I, n_{II}, n_{III}, n_{IV}$ 转向;
- (2) 为减小 II、III 轴上轴承所受的轴向力,确定齿轮 3、4 和 1、2 的螺旋线方向;
- (3) 画出齿轮 2、3 和蜗杆 5 所受的各分力;
- (4) 说明蜗轮的旋向。



七、分析题

如图所示为单级齿轮减速器的输出轴，轴承采用脂润滑。试用序号标出图中轴系的错误之处，并逐一说明原因，提出改进方案。



一、简答题

1. 简述机械零件的主要计算准则有哪些?
2. 有一闭式齿轮传动, 满载工作几个月后, 发现硬度为 200~240 HBW 的齿轮工作表面出现小凹坑。试问: ①这是什么现象? ②如何判断该齿轮是否可以继续使用? ③应采取什么样的措施?
3. 液体动力润滑滑动轴承的相对间隙 φ 的大小影响其哪些性能? 有何影响?
4. 普通 V 带传动中存在哪些工作应力? 哪种应力对带的疲劳强度影响最大? 最大工作应力发生在哪里?
5. 滚子链传动设计中如何选择链节距? 为什么要验算链速?
6. 螺纹连接为何要防松? 有哪些方法?
7. 采用变位蜗杆传动的目的是什么? 变位蜗杆传动中为何只对蜗轮进行变位?
8. 联轴器和离合器有何作用? 主要区别是什么?
9. 某球轴承的预期寿命为 L_{10h} , 当量动载荷为 P , 基本额定动载荷 C 。若转速不变, 而当量动载荷由 P 增大到 $2P$, 其寿命有何变化? 若当量动载荷不变, 而转速由 n 增大到 $2n$ (不超过极限转速), 寿命有何变化?
10. 齿轮传动设计中, 引入动载系数是考虑什么因素的影响? 基节误差是如何影响齿轮传动的?
11. 按承载能力分, 轴有哪几类? 各是如何定义的?
12. 有一台用于长期运输的带式运输机的减速传动装置, 试从结构、效率等方面, 分析方案 A、B 的特点。
 方案 A: 顺序为 电动机 蜗杆传动 齿轮传动 工作机
 方案 B: 顺序为 电动机 齿轮传动 蜗杆传动 工作机

二、

某钢制零件的最大工作应力 $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$, 最小工作应力 $\sigma_{\min} = -50 \text{ MPa}$, 有效应力集中系数 $k_s = 1.40$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_s = 0.91$, 表面状态系数 $\beta = 1.0$, 材料的相关力学性能为 $\sigma_b = 800 \text{ MPa}$, $\sigma_s = 520 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 450 \text{ MPa}$, $\sigma_0 = 600 \text{ MPa}$, 许用安全系数 $[S_s] = 1.3$, 静应力下的许用安全系数 $[S] = 1.5$, 试校核该零件的无限寿命和静强度安全系数。

三、

一夹紧连接如图 1 所示, 柄端受力 $F = 600 \text{ N}$, 采用两个 4.6 级普通螺栓连接, 连接柄长为 $L = 300 \text{ mm}$, 轴的直径 $d = 60 \text{ mm}$, 夹紧接合面摩擦系数 $f = 0.15$, 可靠性系数 $K_t = 1.2$, 安全系数为 $S = 1.5$ 。试确定连接螺栓的直径。

d_1/mm	6.647	8.376	10.106	11.835	13.835
d/mm	8	10	12	14	16

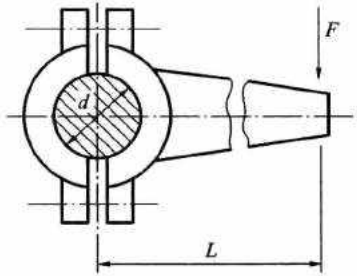


图 1

四、(要求在答题纸上画出解题过程中分析用简图)

图 2 所示为锥齿轮减速器主动轴,由一对 30208 型滚动轴承支承。已知:锥齿轮平均分度圆直径 $d_m = 56.25 \text{ mm}$,所受圆周力 $F_t = 1240 \text{ N}$,径向力 $F_r = 400 \text{ N}$,轴向力 $F_a = 240 \text{ N}$,轴的转速 $n = 960 \text{ r/min}$,工作中有中等冲击 $f_d = 1.5$,弯矩系数 $f_m = 1.5$,工作温度低于 120° 。轴承的相关参数为 $C = 59800 \text{ N}$, $e = 0.37$,派生轴向力 $S = R/2Y$ 。当 $A/R \leq e$ 时, $X = 1.0, Y = 0$; $A/R > e$ 时, $X = 0.4, Y = 1.6$ 。试求该对轴承的寿命 L_{10h} 。

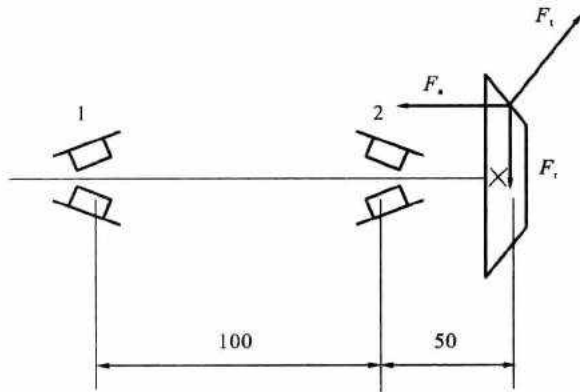


图 2

五、(必须将图画在答题纸上)

图 3 所示为一个重物提升装置的传动系统,其中齿轮 1 的齿数为 $z_1 = 20$,齿轮 2 的齿数为 $z_2 = 40$,蜗杆 3 头数 z_3 为单头右旋,蜗轮 4 齿数为 $z_4 = 52$,卷筒直径为 $d = 450 \text{ mm}$,被提升的重物为 $W = 1000 \text{ N}$,提升速度为 $v = 0.2 \text{ m/s}$ 。电动机轴转向如图 3 所示。

分析:(1) 根据受力的合理性,确定齿轮 1、2 的螺旋线方向;

(2) 画出齿轮 2 和蜗轮 4 所受各分力;

(3) 若蜗杆传动效率为 0.75,齿轮传动效率为 0.98,一对滚动轴承的效率为 0.99,确定电动机所需的功率和转速,其他效率损失忽略不计;

(4) 如若适当提高装置的提升速度,请提出两种改进方案,并说明各自的特点。

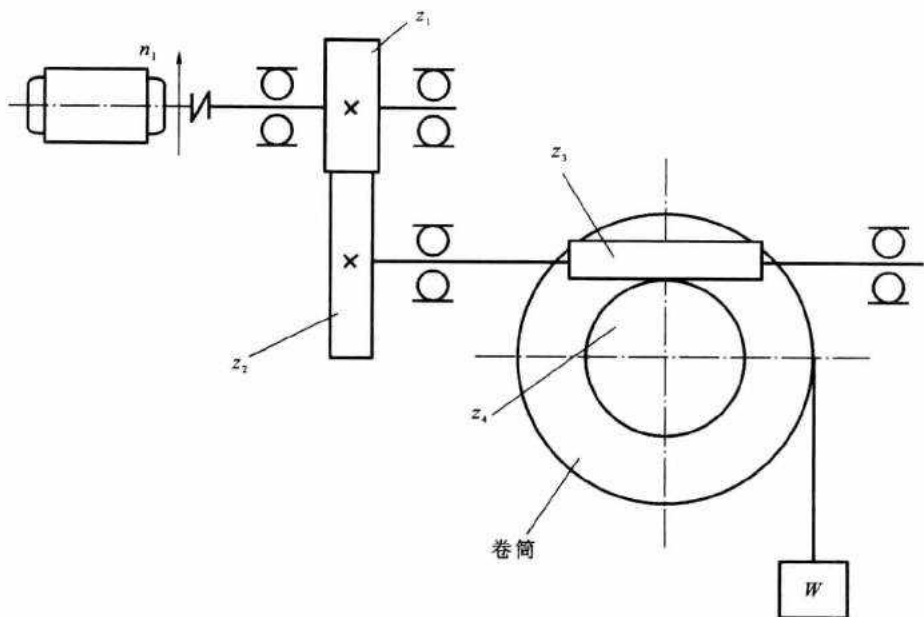


图 3

六、

指出图 4 中结构错误及不妥之处,说明理由,其中锥齿轮采用油润滑,轴承采用脂润滑。

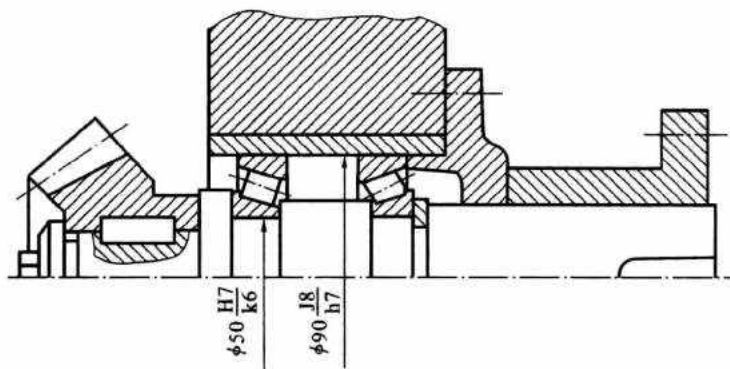


图 4

一、简答题

1. 普通平键连接的主要失效形式有哪些? 设计中如何选择键的剖面尺寸(键宽×键高)和键的长度。
2. 只受预紧力作用的普通螺栓连接, 写出其危险剖面的强度条件式。并解释式中各系数和参数的含义。
3. 在齿轮传动中心距给定时, 齿数和模数的大小对传动有何影响? 为什么?
4. 在 V 带传动中, 哪种应力对带的寿命影响最大? 为什么要限制带的速度在 5~25 m/s 范围内?
5. 工程中, 一般链传动的传动比限制在 $i \leq 7$, 为什么?
6. 解释齿轮传动中齿面点蚀产生的机理, 如何提高齿轮抗点蚀的能力。
7. 联轴器、离合器和制动器的主要功能是什么? 联轴器和离合器有何区别?
8. 非液体摩擦轴承的计算准则是什么? 非液体摩擦向心滑动轴承的计算内容及意义各是什么?
9. 选择滚动轴承类型时应主要考虑哪些因素? 当轴的刚度较差或轴存在多支点支承时, 一般应选用哪类滚动轴承?
10. 国家标准针对每一标准模数规定了一定数量的蜗杆分度圆直径, 为什么?

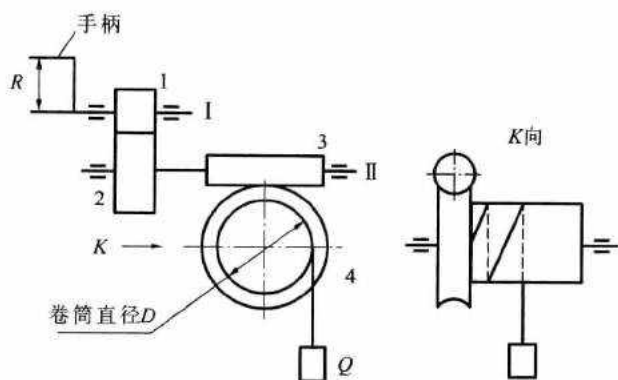
二、计算题

某钢制零件, 承受对称循环变应力, 其 $\sigma_{\max} = 90 \text{ MPa}$ 。已知 $\sigma_{-1} = 250 \text{ MPa}$, 有效应力集中系数 $k_s = 1.65$, 绝对尺寸系数 $\epsilon_s = 0.81$, 表面状态系数 $\beta = 0.95$, $N_0 = 10^7$, 许用安全系数 $[S] = 1.6$, 试按给定寿命 $N = 10^6$ 校核此零件的疲劳强度(零件的寿命系数按 $K'_N = 1.5$)。

三、计算与分析题

如图所示为一斜齿轮-蜗杆提升机构, 已知: 齿轮齿数 $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, 模数 $m_{n12} = 5$; 蜗杆齿数 $z_3 = 1$, 模数 $m_{34} = 5$, 直径 $d_3 = 90 \text{ mm}$, 蜗轮右旋, 蜗轮齿数 $z_4 = 60$, 蜗杆传动效率 $\eta = 0.4$ (不计其他零件的摩擦功率损失), 蜗杆蜗轮齿面间当量摩擦角 $\phi_v = 4.82^\circ$; 手柄臂长 $R = 200 \text{ mm}$, 卷筒直径 $D = 200 \text{ mm}$, $Q = 5000 \text{ N}$ 。试完成下列问题:

- (1) 确定蜗杆的螺旋线方向; 重物上升时, 手柄的回转方向;
- (2) 为使 II 轴上两轮的轴向力的合力较小, 确定斜齿轮 1、2 的螺旋线方向;
- (3) 在啮合点处画出 2、3 轮所受的各分力方向;
- (4) 确定摇转手柄使重物匀速上升时, 需加在手柄上的切向力 F 的大小;
- (5) 当松开手柄时, 重物是否会自行下降? 为什么?

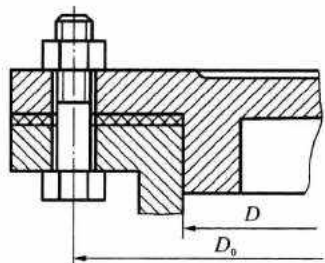


题三图

四、计算题

如图所示气缸盖螺栓连接,已知气缸内径 $D=800\text{ mm}$,螺栓个数 $z=28$,螺栓均匀分布圆周直径 $D_0=850\text{ mm}$,气缸工作压力 p 在 $0\sim 0.5\text{ MPa}$ 之间变化,采用铜皮石棉垫片时,螺栓的相对刚度 $\frac{C_L}{C_L+C_F}=0.8$,不计温度变化等因素的影响,在变载荷下螺栓许用应力 $[\sigma]_t=427\text{ MPa}$,螺栓许用应力幅 $[\sigma_s]=55\text{ MPa}$,为保证连接紧密性,螺栓剩余预紧力按 $Q'_p=1.5F$ 控制 (F 为螺栓最大工作载荷)。

- 试求:(1) 螺栓预紧力 Q_p ;
 (2) 螺栓最小直径 d_{\min} (不必取标准值);
 (3) 按最小直径 d_{\min} 验算螺栓疲劳强度。



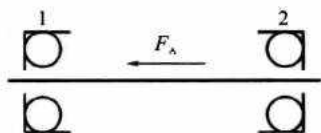
题四图

五、计算与分析题

某轴用一对 7306AC 轴承支承,已知外加轴向载荷 $F_A=500\text{ N}$,左右两端轴承所受径向支反力分别为 $R_1=1250\text{ N}$ 和 $R_2=2500\text{ N}$,工作温度低于 120°C ,有轻微冲击 ($f_d=1.2$),转速 $n=500\text{ r/min}$,轴承的预期寿命 $L'_{10h}=24000\text{ h}$,基本额定动载荷 C 、径向系数 X 和轴向系数 Y 按附表确定。试求:

- (1) 该轴承寿命是否满足要求;
 (2) 解释轴承型号 7306AC 的含义。

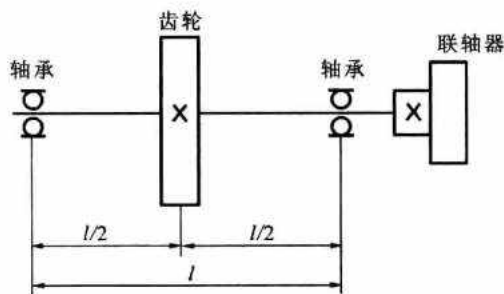
轴承型号	C/kN	e	A/R ≤ e		A/R > e		派生轴向力 S
			X	Y	X	Y	
7306AC	25.2	0.68	1	0	0.41	0.87	0.68R



题五图

六、结构分析与作图题

绘制图示减速器轴系的装配图(按阶梯轴结构,需考虑轴与齿轮、轴承、联轴器、键的装配、连接、定位、固定、加工等工艺要求,尺寸和比例自定,不必标注,不必画出箱体和轴承盖)。

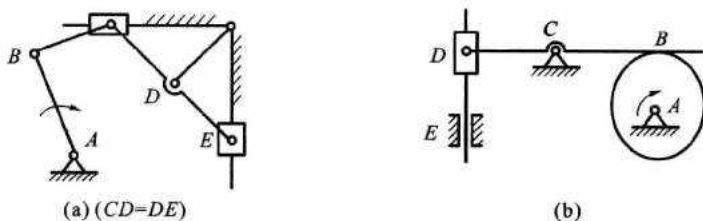


题六图

一、

(1) 试判断图示(a)、(b)两运动链的运动是否确定? 说明理由。

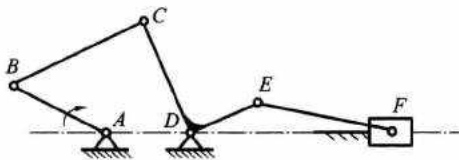
(2) 如果运动确定, 请对其进行结构分析; 如果运动不确定, 请画出使其具有确定运动的修改方案。



二、

在图示连杆机构中, 已知各构件尺寸为: $l_{AB} = 25 \text{ mm}$, $l_{BC} = 32 \text{ mm}$, $l_{CD} = 30 \text{ mm}$, $l_{AD} = 20 \text{ mm}$ ($CD \perp DE$), 构件 AB 为主动件, 沿顺时针方向匀速转动, 试回答下列问题:

- (1) 判断四杆机构 $ABCD$ 的类型, 并说明理由;
- (2) 画出当滑块处于极限位置时四杆机构 $ABCD$ 的位置;
- (3) 该机构是否具有急回特性? 为什么?
- (4) 若取滑块为主动件, 问该机构有无死点位置? 并列常用的两种解决死点位置的方法。

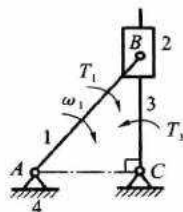


题二图

三、

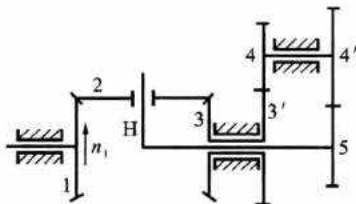
在如图所示机构中, 已知构件 1 及构件 3 对其回转轴心的转动惯量分别为 $J_1 = 0.6 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $J_3 = 0.4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 作用于构件 1 上的驱动力矩 $T_1 = 60 \text{ N} \cdot \text{m}$, 作用于构件 3 上的阻力矩 $T_3 = 45 \text{ N} \cdot \text{m}$, 其他构件的质量和转动惯量忽略不计。试回答下列问题:

- (1) 标出机构的所有瞬心;
- (2) 计算取构件 1 为等效构件时的等效转动惯量 J_e 及等效阻力矩 T_{er} ;
- (3) 画出取构件 1 为等效构件时的等效动力学模型。



四、

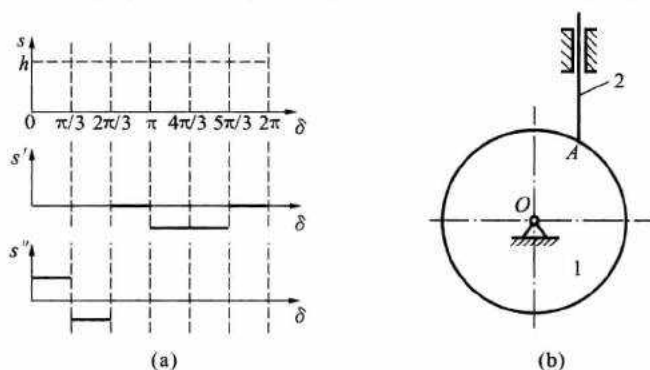
如图所示的轮系,已知各轮齿数分别为 $z_1 = z_3 = 25$, $z_{3'} = 30$, $z_4 = 18$, $z_{4'} = 28$,各轮模数相同,均为标准齿轮。求齿数 z_5 及传动比 i_{15} 。若已知锥齿轮 1 的转向 n_1 如图所示,试判断锥齿轮 3 的转向。



题四图

五、

试设计一偏置直动尖顶从动件盘形凸轮机构的凸轮轮廓曲线,从动件的类速度 s' 和类加速度 s'' 的部分线图如图(a)所示,凸轮的基圆半径为 25 mm,偏距 e 为 10 mm,从动件的行程 $h = 30$ mm;推程的起点 A 如图(b)所示,要求在答题纸上绘制从动件的位移曲线以及凸轮轮廓曲线。并标出凸轮的合理转向,说明哪些位置有冲击以及冲击的性质。



题五图

六、

一对渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动。已知: $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$, $m = 5$ mm, 中心距 $a' = 155$ mm。试回答下列问题:

(1) 按 1:1 的比例作出啮合图,要求在图上作出两基圆 (r_{b1} , r_{b2})、两节圆 (r_{r1} , r_{r2})、节点 P、啮合角 α' 、理论啮合线 N_1N_2 、实际啮合线 B_1B_2 ,并在图中标明两齿轮的转向(小齿轮为主动轮);

(2) 如果将其中一个齿轮变位,使该对齿轮无侧隙安装,则将哪个齿轮变位较合适? 应该采用哪种变位? 此时,上问(1)中要求在图上作出的这些量中哪些发生了变化? 是怎样变化的?

一、

如图 1 所示的运动链, 分别选取不同构件为机架和主动件, 最多能够得到几种不同级别的机构? 并对每一种级别的机构写出结构分析的过程。

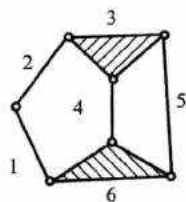


图 1

二、

设计一飞机起落架机构 $ABCD$, 要求所设计机构的一位置为飞机降落时的状态, 如图 2 所示; 当飞机起飞时, 起落架收起, 主动连架杆 AB 顺时针转过 60° , 从动连架杆 CD 逆时针转过 90° , 处于水平位置, 并判断所设计机构属于何种类型的四杆机构, 加以说明。(注意: 为了保证画图尺寸, 要求画图时取 $l_{AD} = 100 \text{ mm}$)

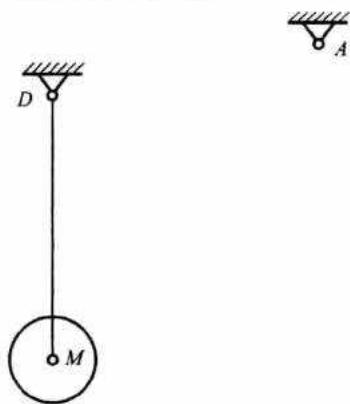


图 2

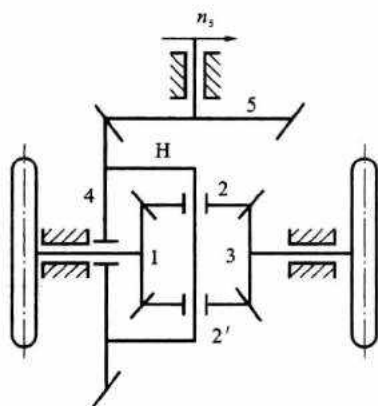


图 3

三、

如图 3 所示为汽车后桥差速器简图, 已知各轮齿数分别为 $z_1 = z_3 = 20$, $z_4 = 50$, $z_5 = 40$, 输入转速 $n_5 = 150 \text{ r/min}$, 两车轮之间的距离为 2 m ; 试计算:

- (1) 当汽车直线行驶时两车轮的转速 n_1 及 n_3 ;
- (2) 当汽车转弯时(转弯半径为 10 m), 两车轮的转速 n_1 及 n_3 。

四、

一滚子从动件盘形凸轮机构的凸轮为一半径 $R=40\text{ mm}$ 的偏心圆盘, 圆盘的几何中心 C 到转动中心 O 的距离 $L_{CO}=15\text{ mm}$, 导路线偏于凸轮转动中心的左边, 偏心距 $e=15\text{ mm}$, 滚子半径 $r_T=8\text{ mm}$, 从动件的推程为工作行程(如图 4 所示为任一位置)。

- (1) 按 1:1 比例画出当从动件处于最低处时凸轮机构运动简图, 并在图上标出凸轮的合理转向。
- (2) 画出凸轮的基圆, 并标出基圆半径 r_0 。
- (3) 标出从动件的行程 h , 推程运动角 δ_0 及从动件处于最高位置时凸轮机构的压力角 α 。

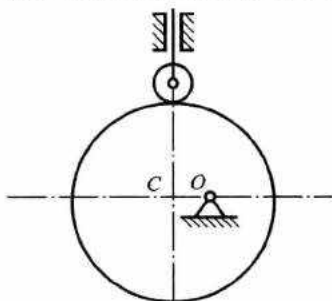


图 4

五、

某机组作用在主轴上的阻力矩变化曲线 $M_{er}-\varphi$ 如图 5 所示。已知主轴上的驱动力矩 M_{ed} 为常数, 主轴平均角速度 $\omega_m=25\text{ rad/s}$, 机械运转速度不均匀系数 $\delta=0.02$ 。

- (1) 求驱动力矩 M_{ed} ;
- (2) 画出稳定运转的一周期内角速度变化示意图, 并指出 ω_{\max} 和 ω_{\min} 出现的位置;
- (3) 求安装在主轴上的飞轮的转动惯量。

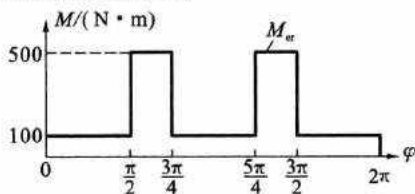


图 5

六、

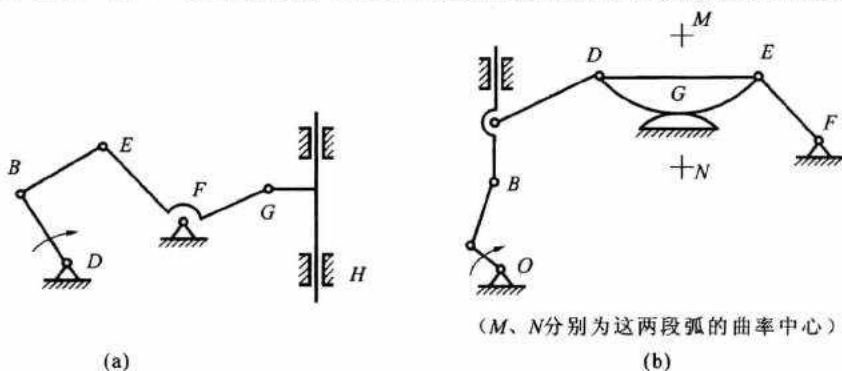
一对渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动。已知: $z_1=20, z_2=40, \alpha=20^\circ, h_a^*=1, c^*=0.25, m=5\text{ mm}$, 中心距 $a'=154\text{ mm}$ 。按 1:1 的比例作出啮合图, 要求小齿轮为主动轮, 逆时针转动(小齿轮在上, 大齿轮在下); 试按要求回答下列问题:

- (1) 画出两齿轮的基圆(r_{b1}, r_{b2})、齿顶圆(r_{a1}, r_{a2})、啮合线; 标出啮合角 α' 及实际啮合线段 B_1B_2 ;
- (2) 画出一对轮齿刚刚啮合时的齿廓示意图, 并标出该啮合点处大齿轮齿廓的曲率半径与压力角;
- (3) 若该对齿轮刚好保证连续传动, 则此时的实际啮合线段 B_1B_2 的长度为多少? 当一对轮齿刚刚啮合时, 其前一对轮齿应该在什么位置啮合?

一、(要求拆分杆组,无具体过程不得分)

(1) 计算如题一图(a)所示运动链的自由度,运动是否确定? 如果运动不确定,请提出使其具有确定运动的修改方案,并画出改进后的机构运动简图。然后确定机构的级别。

(2) 计算如题一图(b)所示机构的自由度,并进行高副低代,然后确定机构的级别。

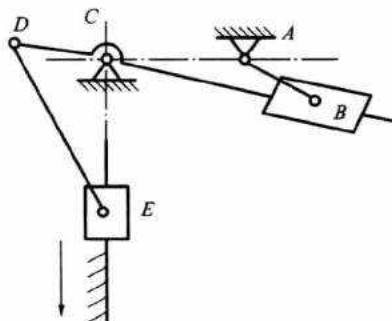


题一图

二、

如图所示插床的主动件为 AB , 输出件为插刀(滑块 E), 且 AC 与插刀导路线垂直, 已知 $l_{AC} = 100 \text{ mm}$, $l_{AB} = 50 \text{ mm}$, $l_{CD} = 60 \text{ mm}$, 插刀工作行程方向向下, 如题二图所示。

- (1) 试求出急回系数 K ;
- (2) 要使插刀有急回特性, 曲柄 AB 的转向应如何?
- (3) 插刀 E 的行程 H ;
- (4) 欲使机构的急回系数增大 10% , 应改变哪些尺寸? 如何改变?



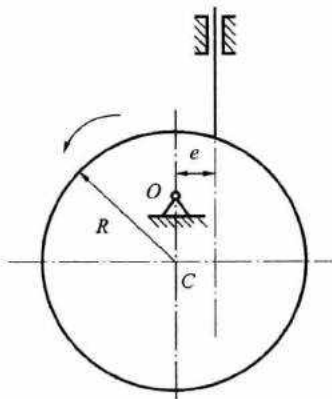
题二图

三、

已知一尖顶直动从动件盘形凸轮机构如图所示，

$$R=25 \text{ mm}, e=8 \text{ mm}, OC=12 \text{ mm},$$

- (1) 标出基圆半径、推程运动角、回程运动角、远休止角、近休止角；
- (2) 根据给定的凸轮廓线，用作图法求解从动件的位移曲线 $s=s(\delta)$ 。（按 1:1 比例作图）



题三图

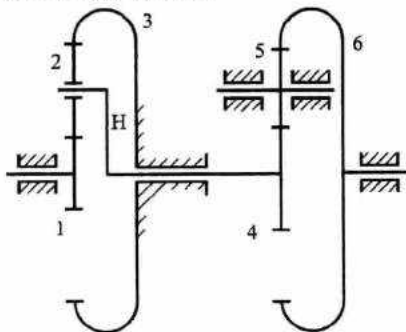
四、

一对渐开线标准直齿圆柱齿轮外啮合传动，已知 $a' = 185 \text{ mm}$, $z_1 = 25$, $i = 2.6$, $\alpha = 20^\circ$, $d_{a1} = 108 \text{ mm}$ 。

- (1) 求模数；
- (2) 两轮的分度圆、齿根圆、基圆、节圆直径；
- (3) 顶隙、啮合角；
- (4) 该对齿轮是否满足连续传动条件？

五、

如图所示的轮系中，已知 $z_1 = z_4 = 30$, $z_2 = z_5 = 36$, $z_6 = 102$ ，轮 1、3 的轴同心，试分析该轮系的组成，计算轮系的自由度，求传动比 i_{16} 、 i_{12} 。



题五图

六、

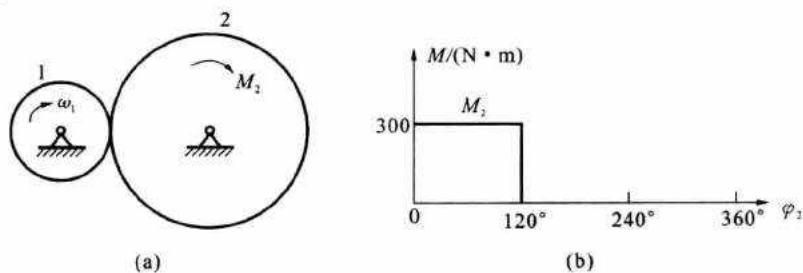
如题六图(a)所示的传动机构中,轮1为主动件,其上作用的主动力矩 M_1 为常数,轮2上作用有阻力矩 M_2 ,其值随轮2的转角 φ_2 作周期性变化,如题六图(b),轮1的平均角速度 $\omega_m = 50 \text{ s}^{-1}$,两轮的齿数为 $z_1 = 20, z_2 = 40$ 。

试求:(1)以轮1为等效构件时的等效阻力矩 M_r ;

(2)在稳定运转阶段的等效驱动力矩 M_d ;

(3)为减小速度波动,应在哪个轮轴上装置飞轮更好?若要求速度运转不均匀系数 $\delta = 0.01$,而不计轮1和轮2的转动惯量时,则所加飞轮的转动惯量为多大?

(4)轮2最大角速度 $\omega_{\max} = ?$ 对应轮2的转角 $\varphi_2 = ?$ 轮2最小角速度 $\omega_{\min} = ?$ 对应轮2的转角 $\varphi_2 = ?$



题六图

一、选择题

- 相同公称尺寸的三角形细牙螺纹和粗牙螺纹相比,细牙螺纹_____。
A. 自锁性好,强度低
B. 自锁性好,强度高
C. 自锁性差,强度高
D. 自锁性差,强度低
- 由试验知,有效应力集中、绝对尺寸、表面质量和表面强化只对零件的_____有影响。
A. 应力幅
B. 平均应力
C. 应力幅和平均应力
- 零件的工作安全系数为_____。
A. 零件的极限应力比许用应力
B. 零件的工作应力比许用应力
C. 零件的极限应力比零件的工作应力
D. 零件的工作应力比零件的极限应力
- 对于紧螺栓连接,当螺栓的总拉力 F_2 和残余预紧力 F_1 不变,若将螺栓由实心变成空心,则螺栓的应力幅 σ_a 与预紧力 F_0 会发生变化_____。
A. σ_a 增大, F_0 应适当减小
B. σ_a 增大, F_0 应适当增大
C. σ_a 减小, F_0 应适当减小
D. σ_a 减小, F_0 应适当增大
- 设计键连接的主要步骤是:_____。(a. 按轮毂长度选择键的长度;b. 按轴的直径选择键的剖面尺寸;c. 按使用要求选择键的类型;d. 进行必要的强度校核)
A. a→b→c→d
B. b→a→c→d
C. c→b→a→d
D. a→c→b→d
- 影响过盈配合连接承载能力最为敏感的因素是配合面的_____。
A. 直径尺寸
B. 摩擦系数
C. 过盈量
D. 表面粗糙度
- 工作条件与型号一定的 V 带,其弯曲应力随小带轮直径的增大而_____。
A. 降低
B. 增大
C. 无影响
- 链传动张紧的目的是_____。
A. 使链条产生初拉力,以使链传动能传递运动和功率
B. 使链条与链轮之间产生摩擦力,以使链传动能传递运动和功率
C. 避免链条垂度过大时产生啮合不良
D. 避免打滑
- 圆柱齿轮传动,当齿轮直径不变,而减小模数时,可以_____。
A. 提高轮齿的弯曲强度
B. 提高轮齿的接触强度
C. 提高轮齿的静强度
D. 改善传递的平稳性
- 按有限寿命设计一对齿轮,如大、小齿轮的材料相同,热处理后表面强度也相同,则接触疲劳破坏将发生在_____。
A. 大轮
B. 小轮
C. 同时
D. 不一定

11. 蜗杆传动的传动比 i 为_____。

A. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$ B. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$ C. $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$

12. 对于一般传递动力的闭式蜗杆传动,其选择蜗轮材料的主要依据是_____。

- A. 齿面滑动速度 v B. 蜗杆传动效率 η
C. 配对蜗杆的齿面硬度 D. 蜗杆传动的载荷大小

13. 一滑动轴承公称直径 $d = 80$ mm, 相对间隙 $\varphi = 0.002$, 已知该轴承在液体摩擦状态下工作, 偏心率 $x = 0.48$, 则最小油膜厚度 $h_{\min} \approx$ _____。

- A. $84 \text{ N} \cdot \text{m}$ B. $42 \text{ N} \cdot \text{m}$ C. $76 \text{ N} \cdot \text{m}$ D. $38 \text{ N} \cdot \text{m}$

14. 在进行滚动轴承组合设计时,对支承跨距很长,工作温度变化很大的轴,为适应轴有较大的伸缩变形,应考虑_____。

- A. 将一端轴承设计成游动的 B. 采用内部间隙可调整的轴承
C. 轴颈与轴承内圈采用很松的配合 D. 将两端轴承设计成各单向固定的

15. 齿式联轴器属于_____。

- A. 刚性联轴器 B. 无弹性元件挠性联轴器
C. 有弹性元件的挠性联轴器

二、填空题

1. 一个零件的磨损大致可以分为_____磨损,_____磨损和_____磨损三个阶段。

2. 润滑剂中加入添加剂的作用是_____。

3. 连接承受横向载荷,当采用普通螺栓连接,靠_____平衡横向载荷;当采用铰制孔螺栓连接,靠_____来平衡横向载荷。

4. 在螺纹连接中采用悬置螺母或环槽螺母的目的是_____。

5. 平键连接的主要失效形式有:工作面_____ (静连接);工作面_____ (动连接)。个别情况下会出现键键剪断。

6. 在设计 V 带传动时,V 带的型号是根据_____和_____选取的。

7. 链轮的转速_____,节距_____,齿数_____,则链传动的动载荷就越大。

8. 在斜齿圆柱齿轮设计中,应取_____模数为标准值;而在直齿圆锯齿轮设计中,应取_____模数为标准值。

9. 在两轴交错角为 90° 的蜗杆传动中,正确啮合条件是_____,_____和_____. 旋转精度将_____,发热量将_____。

三、判断题(对的打√,错的打×)

1. 润滑油的黏度与温度有关,且黏度随温度升高而增大。 ()

2. 在有气密性要求的螺栓连接结构中,结合面之间不用软垫片进行密封而采用密封环结构,这主要是为了增大被连接件刚度,从而提高螺栓的疲劳强度。 ()

3. 当带传动的传递功率过大引起打滑时,松边拉力为零。 ()

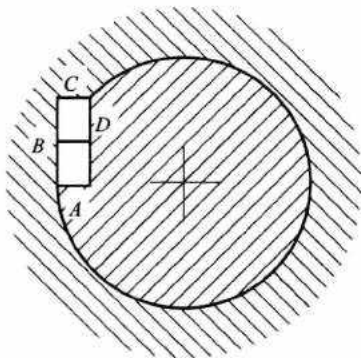
4. 旧自行车的后链轮(小链轮)比前链轮(大链轮)容易脱链。 ()

5. 一对圆柱齿轮,若保持中心距与齿宽不变,减小模数,增加齿数,则可降低齿面接触应力,却增加了齿根弯曲应力。 ()

6. 减速器蜗杆传动一定不会发生自锁。 ()
7. 液体动力润滑径向滑动轴承中的最小油膜厚度,位于载荷作用线上。 ()
8. 滚动轴承的基本额定寿命是指一批相同的轴承的寿命的平均值。 ()
9. 离合器都是集两轴既能连接又能分离的部件。 ()
10. 用安全系数设计轴时,为使轴安全工作,必须使轴的安全系数 S 小于许用安全系数 $[S]$ 。 ()

四、简答题

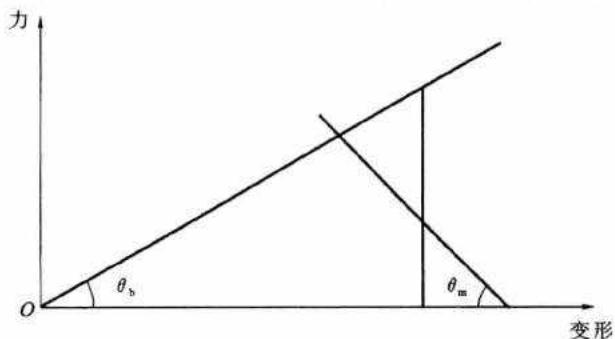
1. 如图所示为切向键连接, A 、 B 、 C 和 D 分别表示贴合面,用力传递过程说明该切向键传递运动和动力的方向(扭矩 T 的方向)。反方向是否可行,否则如何处理?



2. 链轮齿数最小值和最大值的确定应考虑什么问题?
3. 螺旋传动的螺母、滑动轴承的轴瓦、螺杆传动的螺轮为什么均采用青铜材料制造? 请简要说明理由。
4. 简述在液体动压向心滑动轴承中,外载荷 F_r , 动压力 P , 转速 n 和偏心距 e 之间的关系。

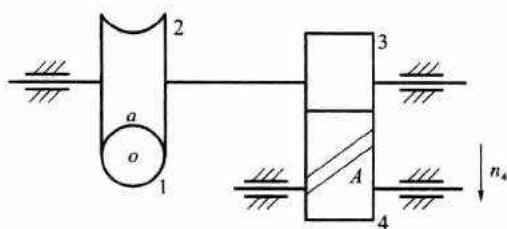
五、分析计算题

1. 图示为受轴向载荷的普通螺栓连接的受力变形图,试在图中标明工作载荷 F , 预紧力 F_0 , 残余预紧力 F_1 和螺栓所受的总拉力 F_2 。若 $\tan\theta_b = C_b$, $\tan\theta_m = C_m$, 试推导出 $F_0 = f(F_1, F)$ 和 $F_2 = f(F_0, F)$ 的函数关系式,并说明为提高螺栓的疲劳强度应采取的措施。

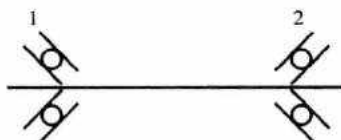


2. 带传动功率 $p = 5 \text{ kW}$, 已知 $n_1 = 400 \text{ r/min}$, $d_1 = 450 \text{ mm}$, $d_2 = 650 \text{ mm}$, 中心距 $a = 1500 \text{ mm}$, $f_v = 0.2$, 求带速 v 、包角 α (并校验之) 和有效拉力 F 及所需的预紧力 F_0 。
3. 图示为一蜗杆与斜齿轮组合轮系, 已知斜齿轮 A 的旋向与转向如图, 试求: (1) 为使中

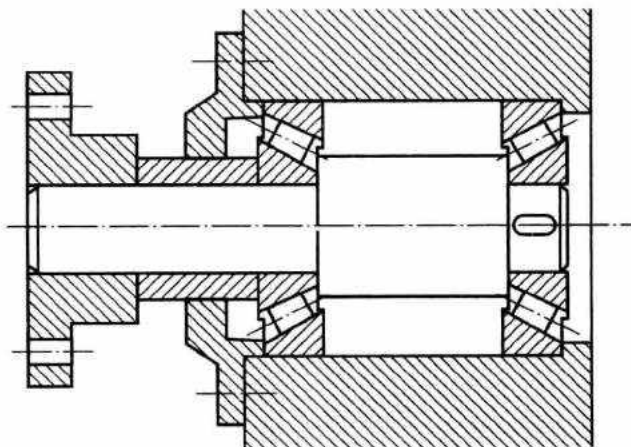
间轴的轴向力相反,试确定蜗轮旋向及蜗杆转向;(2)标出 a 点的各受力方向。



4. 某传动机构由两个单列圆锥滚子轴承支承(如图所示),右轴承受径向载荷 $F_{r1} = 4000 \text{ N}$,左轴承受径向载荷 $F_{r2} = 4250 \text{ N}$,外加轴向力 $F_A = 350 \text{ N}$,方向自左至右。试计算两轴承的轴向力。($S = 0.7F_r$)



5. 指出下图结构中的错误 5 处,并提出改正措施(在图上修改,用文字说明)



一、选择题

- 机械零件的强度条件式中,常用到“计算载荷”,而计算载荷一般是()
A. 小于名义载荷
B. 接近额定载荷
C. 大于名义载荷而接近实际载荷
- 当被连接件是锻件或铸件时,应在安装螺栓处加凸台或沉头座,其目的是()
A. 容易拧紧
B. 避免偏心载荷
C. 增大接触面积
- 用于薄壁零件连接的螺纹,应采用()
A. 三角细牙螺纹
B. 梯形螺纹
C. 锯齿形螺纹
- 矩形花键的定位方式常采用()
A. 大径定心
B. 小径定心
C. 齿形定心
- 工作条件与型号一定的 V 带,在传动中其弯曲应力随小带轮直径的增大而()
A. 降低
B. 增大
C. 无影响
- 在选择参数时,限制链轮的最大齿数 $z_{\max} \leq 120$,其目的是()
A. 保证链传动的强度
B. 限制传动比的选择
C. 当磨损量达到 2%~3%时仍能使链与链轮的啮合
- 一对圆柱齿轮啮合,通常把小齿轮的齿宽做得比大齿轮大一些,其目的是()
A. 为使传动平稳
B. 为了提高传动效率
C. 为了便于安装,保证接触线长
- 在标准蜗杆传动中,当 z_1 一定时,若要提高蜗杆特性系数 q ,将使蜗杆传动效率()
A. 增加
B. 降低
C. 可能增加也可能降低
- 计算传递功率时,表中给出的滚动轴承效率 $\eta = 0.98 \sim 0.99$ 是指()
A. 一个轴承的效率
B. 受力较大轴承的效率
C. 一对轴承的效率
- 为了提高轴的刚度,效果不大,不宜采用的方法是()
A. 增大轴径
B. 缩短跨距
C. 用合金钢代替普通钢

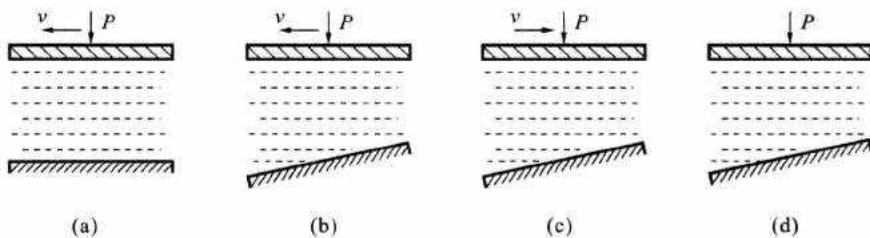
二、填空题

- 机械在预期工作期限内由于某些原因不能_____时称为失效。蜗杆传动的失效通常发生在_____上。
- dn 值大的滚动轴承应采用_____润滑,而 dn 值小的滚动轴承应采用_____润滑。
- 虽然开式齿轮传动的主要失效形式是_____,但目前尚无成熟可靠的计算方法,故只对其进行_____强度计算。

4. 滑动轴承的相对间隙 ψ 减小, 其承载能力_____, 而发热量_____。
5. 普通圆柱蜗杆传动的标准模数 m 和标准压力角 α 在_____上, 在该平面内, 蜗杆传动相当于_____啮合传动。
6. 在 V 带传动设计中, 限制带速 $v < 25 \sim 30$ m/s 的目的是_____, 限制包角 $\alpha \geq 120^\circ$ 的目的是_____。
7. 在轴的强度计算中, 计算弯矩 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中的折合系数 α 随_____变化的性质而定, 当扭转切应力为对称循环变应力时 $\alpha =$ _____。
8. 紧螺栓连接强度公式 $\sigma = 1.3Q/(\pi d_1^2/4) \leq [\sigma]$ 中, 系数 1.3 是考虑_____, 而强度公式 $\sigma = Q/(\pi d_1^2/4) \leq [\sigma]$ 适合于_____螺栓连接。
9. 链传动的特点是平均传动比为_____, 而瞬时传动比呈现_____特征。
10. 要使同一轴线上的两轴在主动轴转动时平稳地结合或分离, 可采用_____离合器, 要使从动轴既可以由主动轴带动等速转动, 也允许从动轴高于主动轴转动, 此时可采用_____离合器连接。

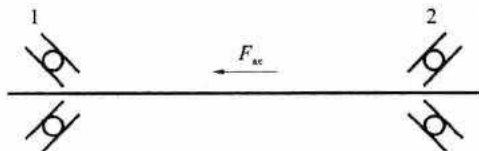
三、简答题

- 何谓滚动轴承的预紧? 滚动轴承预紧的目的是什么?
- 在闭式蜗杆传动中, 为什么必须进行热平衡计算? 提高散热能力的措施有哪些?
- 在闭式软齿面齿轮传动中, 大小齿轮的齿面硬度为什么要有硬度差? 哪一个齿轮的硬度值高?
- 图示几种情况是否都能建立流体动压润滑? 为什么?

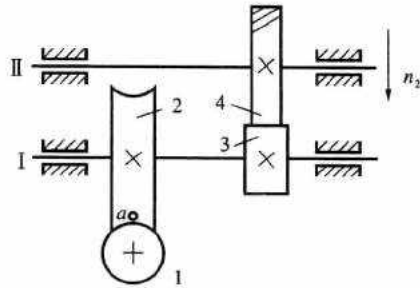


四、综合题

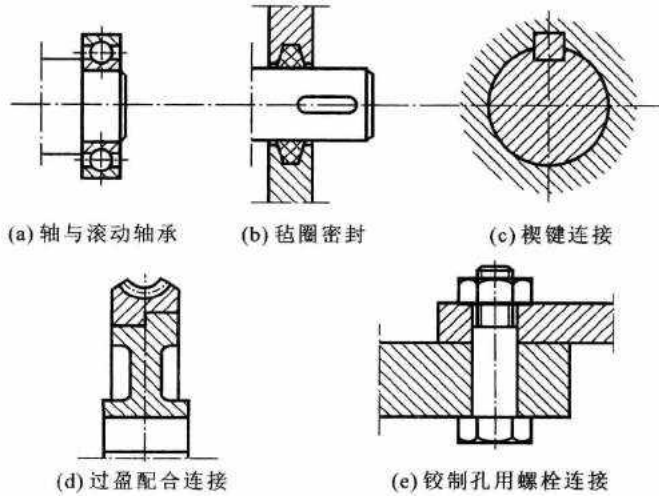
1. 图示为反装角接触轴承, 试分别求出下述情况下两个轴承的轴向载荷 F_{a1}, F_{a2} 。
- (1) $F_{d1} + F_{ac} > F_{d2}$; (2) $F_{d1} + F_{ac} < F_{d2}$; (3) $F_{d1} + F_{ac} = F_{d2}$; (4) $F_{ac} = 0$ 且 $F_{d1} > F_{d2}$ 。



- 图示为一蜗杆传动与斜齿轮传动组合轮系, 已知斜齿轮 4 的旋向与转向如图。试求:
 - 为使中间轴的轴向力能够抵消一部分, 试确定蜗轮旋向及蜗杆转向;
 - 标出 a 点的各受力方向。



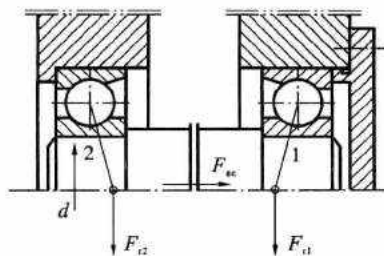
3. 指出下图结构中的错误 5 处, 并提出改正措施(在图上修改, 并用文字说明)。



五、计算题

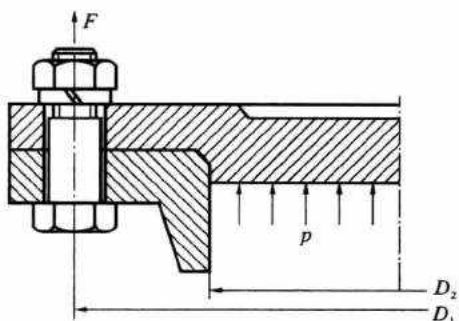
1. 根据工作条件, 决定在某传动轴上安装一对角接触向心球轴承。已知两个轴承的载荷分别为 $F_{r1} = 1470 \text{ N}$, $F_{r2} = 2650 \text{ N}$, 外加轴向力 $F_{ac} = 1000 \text{ N}$; 轴颈直径 $d = 40 \text{ mm}$, 转速 $n = 5000 \text{ r/min}$; 常温下运转, 载荷中等冲击, $f_p = 1.5$ 。试选择轴承型号, 确定轴承寿命为多少小时(要求额定动载荷大于 39.2 kN)。

轴承类型	判断系数 e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		派生轴向力 计算公式
		X	Y	X	Y	
70000AC ($\alpha = 25^\circ$)	0.68	0.41	0.87	1	0	$F_d = 0.68F_r$
70000B ($\alpha = 40^\circ$)	1.14	0.35	0.57	1	0	$F_d = 1.14F_r$



2. 已知气缸内的工作压力 $p=0\sim 1\text{ MPa}$, 缸盖与缸体均为钢制, 直径 $D_1=350\text{ mm}$, $D_2=250\text{ mm}$, 上、下凸缘厚均为 25 mm , 试设计此连接。假设不控制预紧力, 安全系数取 8.5 ; 螺栓标准长度系列: $\dots, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, \dots$ 。要求残余预紧力不小于 1.5 倍工作载荷; 假设螺母和垫片厚度分别为 8 mm 和 4 mm 。

工作压力/MPa	
≤ 1.6	$> 1.6\sim 4$
螺栓间距 t_0	
$7d$	$4.5d$

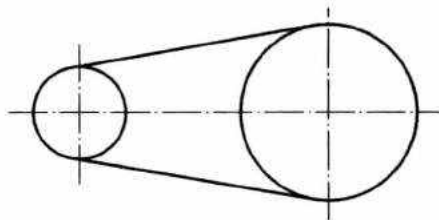


性能等级	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8
屈服强度 σ_s /MPa	180	240	320	300	400	480

公称直径 d /mm	16	18	20	24	24	30
螺纹小径 d_1 /mm	13.835	15.294	17.294	20.752	400	26.211

3. 单根 V 带传动的预紧力 $F_0=354\text{ N}$, 主动带轮(小轮)的基准直径 $D_1=160\text{ mm}$, 转速 $n_1=1500\text{ r/min}$, 小带轮包角 $\alpha=150^\circ$, V 带与带轮间当量摩擦系数 $f_v=0.485$, 求:

- (1) V 带紧边、松边的拉力 F_1 、 F_2 ;
- (2) V 带能传递的最大圆周力 F_{ec} 和最大功率 P_{ec} ;
- (3) 定性画出带的应力分布图。



一、选择题

1. 为了减轻摩擦副的表面疲劳磨损,下列措施中_____是不合理的。
A. 增大润滑油黏度
B. 提高相对滑动速度
C. 提高表面硬度
D. 降低表面粗糙度
2. 下面所列四种公称直径、螺距、材料均相同的传动螺旋中,_____的传动效率最高。
A. 单线矩形螺旋副
B. 单线梯形螺旋副
C. 双线矩形螺旋副
D. 双线梯形螺旋副
3. 在传动比不变的条件下,增大V带传动的中心距,小带轮上的包角 α 会_____;因而承载能力会_____。
A. 增大
B. 减小
C. 不变
4. 设计V带传动时,若发现带的速度过高($v > v_{max}$),在不改变 n_1 、 n_2 的情况下可采取的补救措施是_____。
A. 增大 d_{d1}
B. 减小 d_{d1}
C. 增大中心距
D. 减小中心距
5. 链传动设计在选择参数时,限制主动链轮的齿数 z_1 不宜过少,目的是_____。
A. 减轻磨损
B. 减轻胶合
C. 降低传动的不均匀性和动载荷
6. 应用标准套筒滚子链传动的许用功率曲线,必须根据_____来选择链条的型号和润滑方法。
A. 链条的圆周力和传递功率
B. 小链轮的转速和计算功率
C. 链条的圆周力和计算功率
D. 链条的速度和计算功率
7. 对于圆柱齿轮传动,当直径不变,而减小模数时,可以_____。
A. 提高轮齿的弯曲强度
B. 提高轮齿的接触强度
C. 提高轮齿的静强度
D. 改善传动的平稳性
8. 下面的各种方法中,_____不利于提高轮齿抗折断能力。
A. 减轻加工损伤
B. 减小齿面粗糙度值
C. 齿面强化处理
D. 减小齿根过渡曲线半径
9. 在标准蜗杆传动中,当蜗杆头数 z_1 一定时,若提高蜗杆直径系数 q ,将使传动效率_____。
A. 增加
B. 减小
C. 不变
10. 在液体摩擦动压向心滑动轴承中,承载量系数 C_p 是_____的函数。
A. 偏心率 χ 与相对间隙 ψ
B. 相对间隙 ψ 与宽径比 B/d
C. 宽径比 B/d 与偏心率 χ
D. 润滑油黏度 η 、轴颈公称直径 d 与偏心率 χ

11. 设计动压径向滑动轴承时,若轴承宽径比 B/d 取得较大,则_____。
- A. 端泄流量大,承载能力低,温升高 B. 端泄流量大,承载能力低,温升高
C. 端泄流量小,承载能力高,温升高 D. 端泄流量小,承载能力高,温升高
12. 孔径为 90 mm 的滚动轴承内圈与轴配合的标注应为_____。
- A. $\phi 90H7/h6$ B. $\phi 90H7$ C. $\phi 90h6$
13. 在下列四种类型的联轴器中,能补偿两轴的相对位移以及缓和冲击、吸收振动的是_____。
- A. 凸缘联轴器 B. 齿式联轴器
C. 万向联轴器 D. 弹性柱销联轴器
14. 采用含有油性和极压添加剂的润滑剂,主要是为了减少_____。
- A. 黏着磨损 B. 磨粒磨损
C. 表面疲劳磨损 D. 腐蚀磨损
15. 螺纹副摩擦系数一定时,螺纹的牙型角越大,则_____。
- A. 当量摩擦系数越小,自锁性能越好
B. 当量摩擦系数越小,自锁性能越差
C. 当量摩擦系数越大,自锁性能越好
D. 当量摩擦系数越大,自锁性能越差

二、填空题

1. 受轴向工作载荷的螺栓连接的疲劳强度随着螺栓刚度的增加而_____,且随着被连接件刚度的增加而_____。
2. 采用两个平键时,最好布置在_____;两个楔键应布置在_____。
3. 带传动中,限制小带轮的最小基准直径是因为_____;限制过大的传动比是因为_____。
4. 链传动中,当节距 p 增大时,优点是_____,缺点是_____。
5. 直齿圆锥齿轮的强度计算,一般用齿宽_____处的当量圆柱齿轮进行强度计算。
6. 动力蜗杆传动设计中,通常选择蜗轮齿数 $z_2 < 80$ 是为了防止_____或_____。
7. 液体动压向心滑动轴承的偏心率 χ 的值在_____至_____之间变化;当 χ 越大时,最小油膜厚度 h_{\min} 将_____,轴承的承载量系数 C_p 将_____。
8. 代号为 6308/P4 的滚动轴承,表示轴径 d 为_____ mm,直径系列为_____的_____轴承。
9. 根据工作条件选择滚动轴承类型时,若轴转速高,载荷小,应选择_____轴承;在重载或冲击载荷下,最好选用_____轴承。
10. 轴上零件的周向固定方法有_____,_____,_____。

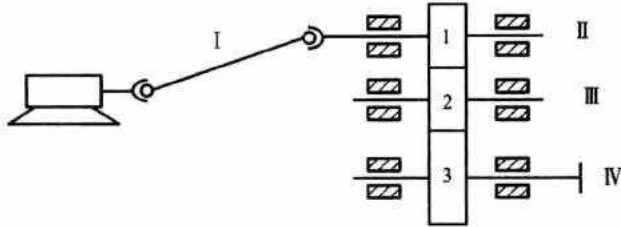
三、分析简答题

1. 已知一带传动的小带轮直径 $d_1 = 75$ mm,大带轮直径 $d_2 = 150$ mm;用转速仪测得小带轮转速 $n_1 = 1400$ r/min,大带轮转速 $n_2 = 600$ r/min。显然有: $n_1/n_2 > d_2/d_1$,试说明其原因。
2. 一旧自行车的链条松了常脱链,试分析其机理。可否通过减少一个链节使链条张紧,从

而避免脱链?

3. 滑水运动员凭借一块滑板就可在水面上滑行,试阐述其必备条件和水上姿态。(可作图说明)。

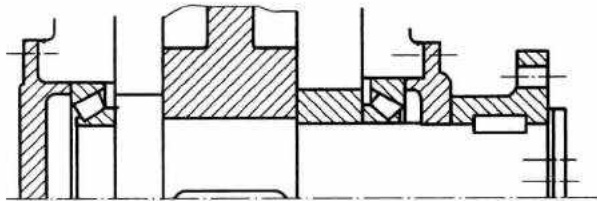
4. 在下图传动机构中,试指出轴 I、II、III、IV 的类型及各轴表面应力 σ 的循环特性。(机器长期单向运转)



5. 在上图传动机构中,试指出齿轮 1、2、3 的轮齿弯曲应力 σ_F 和接触应力 σ_H 的循环特性。

四、

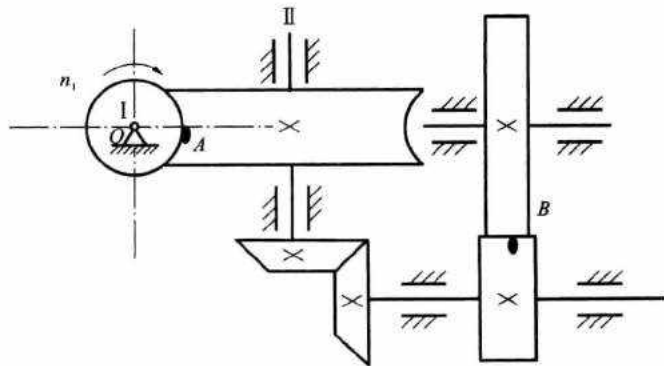
题图所示为斜齿轮、轴、轴承组合结构图。斜齿轮用油润滑,轴承用脂润滑。试改正图中的错误,并画出正确结构图。



五、

已知一多级传动装置如图所示,1 为左旋螺杆,2 为蜗轮,3、4 为锥齿轮,5、6 为斜齿轮。试:

- (1) 合理确定轮 2、轮 5 和轮 6 的螺旋线方向。
- (2) 画出 2、3、4、5、6 轮转向。
- (3) 画出 A、B 点各轮的受力方向。



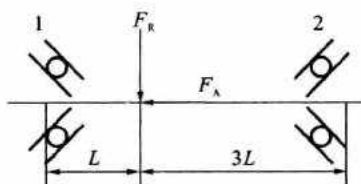
六、

有一 V 带传动, 传递功率为 $P=3.2 \text{ kW}$, 带的速度 $v=16 \text{ m/s}$, 带的根数 $z=4$, 安装时测得预紧力 $F_0=120 \text{ N}$, 试计算有效拉力 F_e 、紧边拉力 F_1 、松边拉力 F_2 。

七、

下图所示为两端单向固定的 7205AC 轴承, 试计算轴承 1、2 的当量动载荷 P_1 、 P_2 。已知 $F_R=4000 \text{ N}$, $F_A=500 \text{ N}$, $f_p=1.2$, $f_1=1$, $S=0.4R$, $C_0=9250 \text{ N}$, $i=1$, 7000 型轴承 X, Y 值见下表。

$\frac{iA}{C_0}$	$\frac{A}{R} \leq e$		$\frac{A}{R} > e$		e
	X	Y	X	Y	
0.025	1	0	0.45	1.61	0.34
0.04				1.53	0.36
0.07				1.40	0.39
0.13				1.26	0.43
0.25				1.12	0.49
0.50				1.00	0.55



一、选择题

- 表面疲劳磨损(点蚀)的发生与_____有关。
 - 酸、碱、盐介质
 - 瞬时温度
 - 硬质磨粒
 - 材料浅层缺陷
- 用普通螺栓连接的螺栓组受横向载荷或旋转力矩时,该螺栓组中的螺栓受力情况是_____。
 - 只可能受到剪切和挤压
 - 只有拉力
 - 同时受到剪切与拉伸
 - 可能受剪切,也可能受拉伸
- 设计V带传动时发现V带根数过多,采用_____来解决。
 - 增大传动比
 - 加大传动中心距
 - 选用更大截面型号的V带
- 带传动中,用_____方法可以使小带轮包角 α_1 增大。
 - 增大 d_{d1}
 - 减小 d_{d1}
 - 增大 a
 - 减小中心距 a
- 链传动中,链节数取偶数,链轮齿数取奇数,最好互为质数,原因是_____。
 - 具有抗冲击力
 - 链条与链轮轮齿磨损均匀
 - 减少磨损与胶合
 - 瞬时传动比为定值
- 计算圆柱齿轮的强度时,动载荷系数 K_v 与_____有关。
 - 圆周速度
 - 齿轮在轴上相对于轴承的位置
 - 齿轮的精度等级
 - 原动机与工作机的性能及工作情况
- 在下面的各种方法中,_____不能增加轮齿弯曲强度。
 - 直径不变、模数增大
 - 由调质改为表面淬火
 - 轮齿负变位
 - 适当增加齿宽度
- 在其他条件相同的情况下,若增加蜗杆头数 z_1 ,则滑动速度_____。
 - 增加
 - 保持不变
 - 减小
- 计算滑动轴承的最小油膜厚度 h_{\min} ,其目的是_____。
 - 验算轴承是否获得液体摩擦
 - 计算轴承的内部摩擦力
 - 计算轴承的耗油量
 - 计算轴承的发热量
- 一批在同样工作条件下运转的型号相同的滚动轴承_____。
 - 它们的寿命应该相同
 - 90%轴承的寿命应该相同
 - 它们的最低寿命应该相同
 - 它们的寿命各不相同
- 适合于做游动支承的滚动轴承是_____。
 - 圆柱滚子轴承
 - 深沟球轴承
 - 圆锥滚子轴承
 - 推力轴承

12. 为保证滚动轴承内圈与轴肩端面的良好接触,轴承内圈的圆角半径 r 与轴肩处的圆角半径 r_1 的关系_____。

- A. $r=r_1$ B. $r>r_1$ C. $r<r_1$

13. 在作轴的疲劳强度校核计算时,对于一般转轴的弯曲疲劳强度按_____考虑;而扭转剪应力通常按_____考虑。

- A. 脉动循环变应力 B. 静应力
C. 非对称循环变应力 D. 对称循环变应力

14. 在轴的初步计算中,轴的直径是按_____进行初步确定的。

- A. 弯曲强度 B. 扭转强度
C. 轴段的长度 D. 轴上零件的孔径

15. 以下几种蜗杆传动中,传动效率最高的是_____。

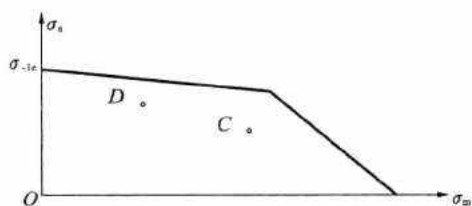
- A. $m=6\text{ mm}, z_1=2, \varphi_v=2050', q=9$
B. $m=6\text{ mm}, z_1=2, \varphi_v=2050', q=11$
C. $m=6\text{ mm}, z_1=1, \varphi_v=2050', q=9$
D. $m=6\text{ mm}, z_1=1, \varphi_v=2050', q=9$

二、判断题

1. 剖分式向心滑动轴承,剖分面一般应与外载荷方向平行。 ()
2. 角接触球轴承,其承载能力主要取决于接触角 α 的大小。 ()
3. 用于静连接的普通平键,其承载能力主要取决于挤压强度。 ()
4. V带传动比平带传动承载能力高,这是因为V带与带轮的材料组合具有较大的摩擦系数。 ()
5. 直齿圆柱齿轮、斜齿圆柱齿轮,只要它们实际齿数相等,则在齿根弯曲强度计算中,齿形系数 Y_{Fa} 是一样的。 ()
6. 一对齿轮传动,只要大小齿轮齿面接触许用应力相等,则它们齿面接触强度相同。 ()
7. 螺纹副摩擦系数一定时,螺纹的牙型角越大,则当量摩擦系数越小,自锁性能越差。 ()
8. 蜗杆传动的圆周力 $F_{t1}=2T_1/d_1=2T_2/id_2=2T_2/d_2$ 。 ()
9. 自行车车轮前轴是转动心轴。 ()
10. 在滑动轴承中,轴颈的位置可以由偏位角 φ_0 这一参数来确定。 ()
11. 设计链传动时,链条的型号是通过抗拉强度公式计算而确定的。 ()
12. 在液体摩擦动压向心滑动轴承中,承载量系数 C_p 是宽径比 B/d 与偏心率 X 的函数。 ()
13. 公称接触角为 $\alpha=0^\circ$ 的深沟球轴承,只能承受纯径向载荷。 ()
14. 机械零件一旦出现磨损,该零件就发生了失效。 ()
15. 合金钢与碳素钢相比有较高的强度和较好的热处理性能,因此用合金钢制造零件不但可以减小尺寸,而且还可以减小断面变化处过渡圆角半径和降低表面粗糙度的要求。 ()

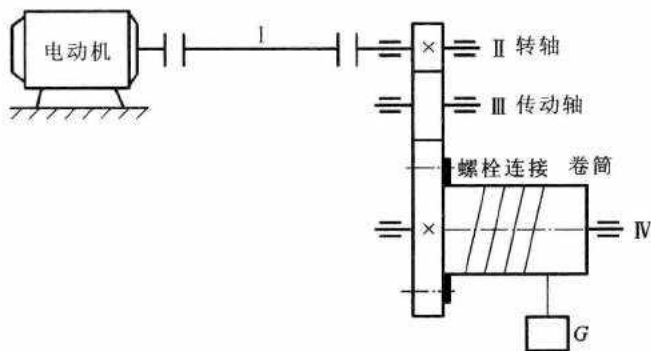
三、简答题

1. 在图示零件极限应力图上, 工作点 C 和 D 为气缸连接螺栓上两种应力工作点。试在图中标出对应的极限应力点, 并说明分别会出现什么形式的破坏?



题图 1

2. 试分析如图所示卷扬机中各轴所受到的载荷, 并由此判定各轴的类别(轴的自重不计)。

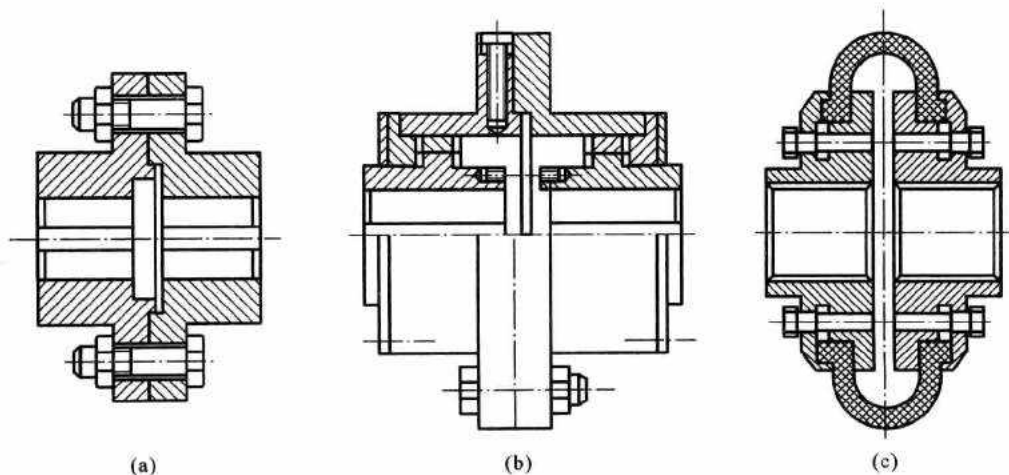


题图 2

3. 一对软齿面齿轮传动, 为什么大、小齿轮的齿面硬度要有一定的硬度差? 即 $HBS_1 - HBS_2 = 30 \sim 50$, 而硬齿面齿轮传动, 为什么大、小齿轮的齿面硬度要完全相等?

4. 螺栓连接为何要防松? 试列举利用摩擦防松和利用专门元件防松各两种方法?

5. 在联轴器中, 有固定式刚性联轴器、可移式(又称补偿式)刚性联轴器、弹性(又称弹性可移式)联轴器之分, 试判断题图 5 所示各联轴器属于上三类中哪一类?

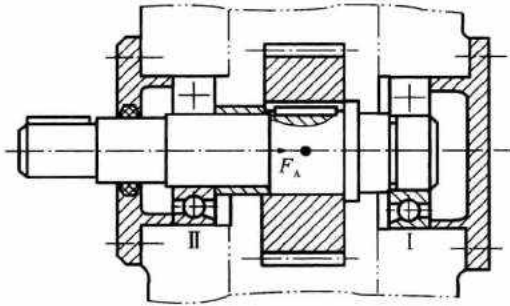


题图 5

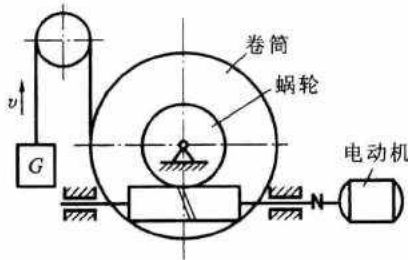
四、分析计算题

1. 当螺栓的预紧力为 20 kN, 螺栓刚度为被连接件刚度的三分之一, 若工作载荷在 40 kN 与 10 kN 之间交替变化时, 试计算作用在螺栓上对应的拉力变化幅值。若工作载荷在 90 kN 与 10 kN 之间交替变化, 该螺栓连接会出现什么现象?

2. 某轴系部件采用一对 7208AC 滚动轴承支承, 如图所示。已知作用于轴承上的径向载荷 $F_{r1} = 1000 \text{ N}$, $F_{r2} = 2060 \text{ N}$, 作用于轴上的轴向载荷 $F_A = 880 \text{ N}$, 轴承内部轴向力 F_d 与径向载荷 F_r 的关系为 $F_d = 0.68 F_r$, 试求轴承轴向载荷 F_{a1} 和 F_{a2} 。



3. 如图所示某电梯传动装置中采用蜗杆传动, 电动机功率 $P = 10 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 970 \text{ r/min}$, 蜗杆传动参数 $z_1 = 2$; $z_2 = 60$; 直径系数 $q = 8$; 总效率 $\eta = 0.8$, $m = 8$, 右旋蜗杆, 试计算:



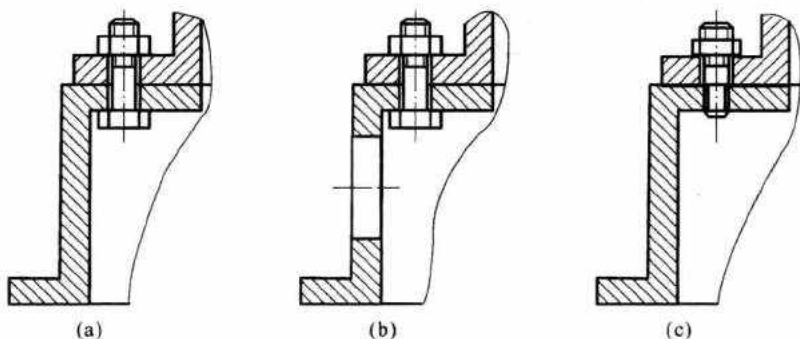
- (1) 电梯上升时, 标出电动机转向;
- (2) 标出蜗杆所受各力的方向;
- (3) 计算蜗轮所受各力大小。

一、选择题

1. 零件的截面形状一定, 当截面尺寸增大时, 其疲劳极限值将随之_____。

- A. 增高 B. 不变 C. 降低

2. 图中所示三个连接结构方案, 从连接的可装配性和可拆卸性方面比较, _____方案更合理。



3. 当铰制孔用螺栓组连接承受横向载荷或旋转力矩时, 该螺栓组中的螺栓_____。

- A. 必受剪切力作用 B. 必受拉力作用
C. 同时受到剪切与拉伸 D. 既可能受剪切, 也可能受挤压作用

4. 设计键连接时, 键的截面尺寸 $b \times h$ 通常根据_____由标准中选择。

- A. 传递转矩的大小 B. 传递功率的大小
C. 轴的直径 D. 轴的长度

5. 若将传动比不为 1 的平带传动的中心距减少 $1/3$, 带长作相应调整, 而其他条件不变, 则带传动的最大有效拉力_____。

- A. 增大 B. 不变 C. 降低

6. 设计链传动时, 限制小链轮齿数不小于 9 齿是为了_____。

- A. 防止脱链 B. 防止小链轮转速过高
C. 提高传动平稳性 D. 保证链轮轮齿的强度

7. 材料为 20Cr 的齿轮要达到硬齿面, 适宜的热处理方法是_____。

- A. 整体淬火 B. 渗碳淬火
C. 调质 D. 表面淬火

8. 一对正确啮合的标准渐开线齿轮做减速传动时, 如主从两轮 1 和 2 的材料、热处理及齿面硬度均相同, 则齿根弯曲应力_____。

- A. $\sigma_{F1} > \sigma_{F2}$ B. $\sigma_{F1} = \sigma_{F2}$ C. $\sigma_{F1} < \sigma_{F2}$

9. 若一对滚动轴承的基本额定寿命为 537000 转, 则该轴承所受的当量动载荷_____基本额定动载荷。

A. 大于 B. 等于 C. 小于

10. 向心推力轴承承受轴向载荷的能力与_____有关。

A. 轴承宽度 B. 滚动体数目
C. 轴承的载荷角 D. 轴承的接触角

二、填空题

1. 机械零件受载时, 在_____处产生应力集中, 应力集中的程度通常随材料强度的增大而_____。

2. 若螺纹的直径和螺旋副的摩擦系数一定, 则拧紧螺母时的效率取决于螺纹的_____。

3. 受轴向工作载荷 F 的紧螺栓连接, 螺栓所受的总拉力等于_____和_____之和。

4. 链传动中, 合理链条长度应_____倍链节数, 链轮的齿数应为_____。

5. 在齿轮传动的设计和计算中, 对于下列参数和尺寸应标准化的有_____; 应圆整的有_____。

(1) 斜齿圆柱齿轮的法面模数 m_n ; (2) 斜齿圆柱齿轮的端面模数 m_t ;

(3) 分度圆直径 d ; (4) 齿顶圆直径 d_a ; (5) 齿轮宽度 B ; (6) 分度圆压力角 α ;

(7) 斜齿轮螺旋角 β ; (8) 变位系数 x ; (9) 中心距 a ; (10) 齿厚 s

6. 在蜗杆传动中, 蜗杆头数越少, 则传动的效率越_____, 自锁性越_____。

7. 在液体摩擦动压向心滑动轴承中, 承载量系数 C_p 是_____和_____的函数。

8. 说明下列型号滚动轴承的类型、内径、公差等级、直径系列和结构特点。6305、5316、N316/P6、30306、6306/P5、30206, 并指出其中具有下列特征的轴承:

(1) 径向承载能力最高的轴承是_____;

(2) 轴向承载能力最高的轴承是_____;

(3) 公差等级最高的轴承是_____。

9. 内径为 60 mm 精度等级为 7 的滚动轴承内圈与轴配合的标注为_____。

10. 按当量弯矩计算轴的强度时, 公式 $M_{\alpha} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中, 系数 α 是考虑_____。

11. 在圆锥-圆柱齿轮减速器设计中, 通常是把_____作为其高速级。

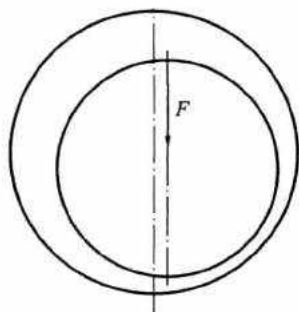
12. 弹簧钢丝的拉伸强度极限随弹簧钢丝直径的增大而_____。

三、简答分析题

1. 在闭式软齿面齿轮传动中, 大小齿轮的齿面硬度为什么要有硬度差? 哪一个齿轮的硬度值高?

2. 打滑是带传动的一种失效形式, 是可以避免的, 而带传动的弹性滑动是不可避免的, 为什么?

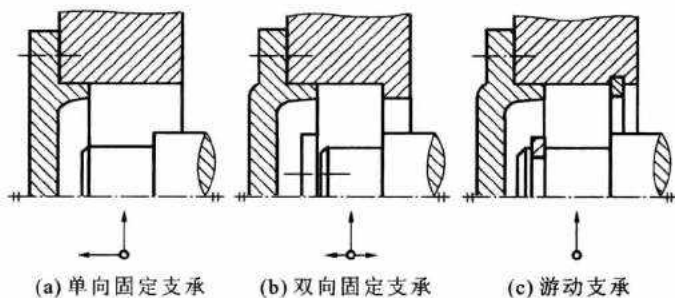
3. 下图所示为一液体润滑滑动轴承, 请分析并在图中标明: (1) 轴的旋转方向和转向; (2) 偏心距 e ; (3) 最小油膜厚度 h_{\min} ; (4) 油膜压力分布。



4. 一对闭式软齿面直齿轮传动,其齿数与模数有两种方案:(a) $m=4\text{ mm}$, $z_1=20$, $z_2=60$; (b) $m=2\text{ mm}$, $z_1=40$, $z_2=120$,其他参数都一样。试问:

- (1) 两种方案的接触强度和弯曲强度是否相同?
- (2) 若两种方案的弯曲强度都能满足,则哪种方案比较好?

5. 按要求在给出的结构图中填画合适的轴承(图中箭头示意载荷方向)。



四、综合计算题

1. 有一液体动压径向滑动轴承,轴颈和轴瓦的公称直径 $d=80\text{ mm}$,宽径比 $B/d=1$,轴颈和轴瓦表面微观不平度十点平均高度分别为 $Rz_1=1.6\text{ }\mu\text{m}$, $Rz_2=3.2\text{ }\mu\text{m}$,在径向工作载荷 F 、轴颈速度 v 的工作条件下,偏心率 $\chi=0.8$,能形成液体动力润滑,今有如下三组数据:

序号	相对间隙 ψ	润滑油黏度 $\eta(\text{Pa} \cdot \text{s})$
1	0.0015	0.027
2	0.002	0.027
3	0.002	0.018

(1) 选择哪一组参数时,轴承的承载能力最大?

若其他条件不变:

(2) 当轴颈速度提高到 $v'=1.7v$ 时,轴承的最小油膜厚度为多少?

(3) 当轴颈速度降低为 $v'=0.7v$ 时,该轴承能否达到液体动力润滑状态?

附表:

B/d	χ	0.7	0.75	0.80	0.85	0.9	0.95
	=1.0	C_p	1.929	2.469	3.372	4.808	7.772

2. 一个深沟球轴承,要求在常温下工作, $n=1000\text{ r/min}$,载荷平稳,预期寿命为 12000 h。已知该轴承: $C=26.2\text{ kN}$, $C_0=17.9\text{ kN}$, $f_p=1.0$;

(1) 计算该轴承的当量动载荷 P ;

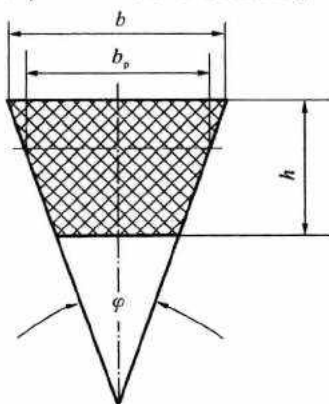
(2) 若轴承的轴向载荷为 $F_a = 1.8 \text{ kN}$, 求轴承能承受的径向力。

类型	F_a/C_0	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		e
		X	Y	X	Y	
60000	0.07	1	0	0.56	1.6	0.27
	0.13				1.4	0.31
	0.25				1.2	0.37
	0.50				1.0	0.44

3. 某一普通 V 带传动, 已知带轮直径 $d_{d1} = 180 \text{ mm}$, 从动轮直径 $d_{d2} = 630 \text{ mm}$, 传动中心距 $a = 1600 \text{ mm}$, 主动轮转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$ 和 B 型带 4 根, V 带与带轮表面摩擦系数 $f = 0.4$, V 带的弹性模量 $E = 200 \text{ MPa}$, 当传递的最大功率为 $P = 41.5 \text{ kW}$, 试求:

① 计算 V 带中各类应力的大小及 V 带的最大应力;

② 画出各应力沿带长方向的分布图。(B 型带截面尺寸参数: 顶宽 $b = 17 \text{ mm}$, 节宽 $b_p = 14.0 \text{ mm}$, 高度 $h = 11.0 \text{ mm}$, 楔角 $\varphi = 40^\circ$, 单位长度质量 $q = 0.17 \text{ kg/m}$ 。)



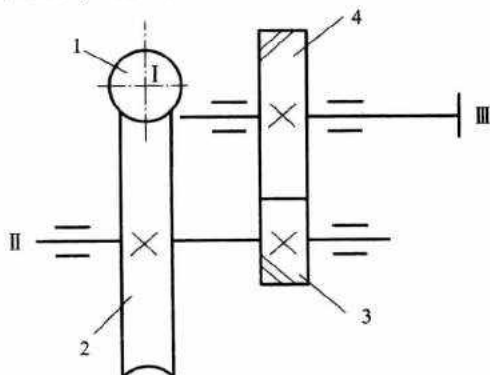
4. 在图示传动中, 蜗杆传动为标准传动: $m = 5 \text{ mm}$, $d_1 = 50 \text{ mm}$, $z_1 = 3$ (右旋), $z_2 = 40$ 。

标准斜齿轮传动: 设 $m_n = 5 \text{ mm}$, $z_3 = 20$, $z_4 = 50$, 要求使轴 II 的轴向力相互抵消, 不计摩擦, 蜗杆主动, 顺时针旋转, 试求:

(1) 斜齿轮 3、4 的螺旋线方向。

(2) 在图上标出轴 II 上零件所受分力的方向。

(3) 求出斜齿轮 3、4 螺旋角 β 的大小。



一、判断题(根据判断,正确的,在括号内填“T”;错误的,填“F”)

1. 机械零件的强度条件式中,计算载荷一般接近额定载荷。 ()
2. 当被连接件是锻件或铸件时,应在安装螺栓处加凸台或沉头座,以便容易拧紧。 ()
3. V带传动的效率比平带传动的效率高,所以V带传动应用更为广泛。 ()
4. 在套筒滚子链中,当链节距 p 一定时,小链轮齿数 z_1 愈少其多边形效应愈严重。 ()
5. 在中心距不变的情况下,提高一对齿轮接触疲劳强度的有效方法是尽量增大齿数。 ()
6. 蜗杆传动中,蜗轮法面模数和压力角为标准值。 ()
7. 直齿圆锥齿轮的模数是以大端为基础的,所以其强度计算也应以大端为基础。 ()
8. 有一动压滑动轴承,欲提高其工作转速,应减小润滑油的黏度。 ()
9. 性能表中给出的滚动轴承效率 $\eta=0.98\sim 0.99$ 是指一个轴承的效率。 ()
10. 固定式刚性联轴器,适用于两轴对中不好的场合。 ()

二、选择题

1. 为了减轻摩擦副的表面疲劳磨损,下列措施中_____是不合理的。
A. 增大润滑油黏度 B. 提高相对滑动速度
C. 提高表面硬度 D. 降低表面粗糙度值
2. 受横向载荷的螺栓组连接中,当采用普通螺栓时,靠_____来平衡横向载荷;用铰制孔螺栓时,靠_____来承受横向载荷。
A. 螺杆的挤压 B. 螺纹的挤压 C. 贴合面间的摩擦力
3. 平键连接时,平键的工作面是_____;切向键连接时,切向键的工作面是_____。
A. 上、下面 B. 上面 C. 下面 D. 两侧面
4. 带传动中弹性滑动的大小随着有效拉力的增大而_____。随着预拉力的增大而_____。
A. 增加 B. 减少 C. 不变
5. 链传动中限制链轮的最小齿数,其目的是_____;限制链轮的最大齿数,其目的是_____。
A. 保证链的强度 B. 保证链传动的平稳性
C. 限制传动比的选择 D. 防止跳齿
6. 一对圆柱齿轮啮合,通常把小齿轮的齿宽做得比大齿轮大一些,其目的是_____。
A. 为使传动平稳 B. 为了提高传动效率
C. 为了便于安装,保证接触线长
7. 选择蜗杆头数 z_1 时,从提高效率来看宜选择 z_1 _____些;从制造来看,宜选择 z_1

些。

- A. 大 B. 小 C. 1、2 或 4 D. 无关

8. 滑动轴承的相对间隙 ψ 减小, 其承载能力_____, 而发热量_____。

- A. 增加 B. 减小 C. 不变 D. 可能增加也可能减小

9. 在滚动轴承中, 能承受较大的径向和轴向载荷的轴承是_____; 适合于作轴向游动的轴承是_____。

- A. 深沟球轴承 B. 角接触球轴承
C. 圆锥滚子轴承 D. 圆柱滚子轴承

10. 为了提高轴的刚度, 不宜采用的方法是_____, 而对于提高轴的扭转强度效果不大的方法是_____。

- A. 增大轴径 B. 缩短跨距
C. 用合金钢代替普通钢

三、填空题

1. 机械在预期工作期限内由于某些原因不能_____时称为失效。如带传动_____, 就是一种无损伤失效。

2. 普通平键的主要失效形式是_____, 楔键的主要失效形式是_____。

3. 有一个紧螺栓连接, 已知预紧力 $F_0 = 1200 \text{ N}$, 轴向工作拉力 $F = 1000 \text{ N}$, 螺栓刚度 $C_b = 200 \text{ N/mm}$, 被连接件刚度 $C_m = 800 \text{ N/mm}$, 则螺栓所受的总拉力 $F_2 =$ _____ N , 残余预紧力 $F_1 =$ _____ N 。

4. 在 V 带传动设计中, 限制带速 $v < 25 \sim 30 \text{ m/s}$ 的目的是_____, 限制包角 $\alpha \geq 120^\circ$ 的目的是_____。

5. 链传动的_____传动比不变, _____传动比是变化的。

6. 虽然开式齿轮传动的主要失效形式是_____, 但目前尚无成熟可靠的计算方法, 故只对其进行_____强度计算。

7. 普通圆柱蜗杆传动的标准模数 m 和标准压力角 α 在_____上, 在该平面内, 蜗杆传动相当于_____啮合传动。

8. 若将滚动球轴承的当量动载荷增加一倍, 则其寿命变为原来的_____。

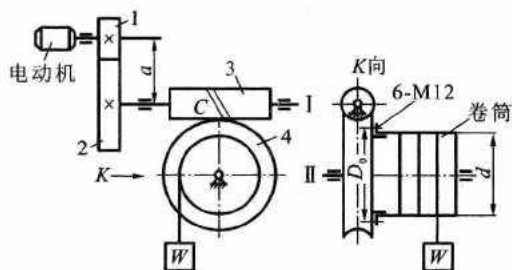
9. 在轴的强度计算中, 计算弯矩 $M_\alpha = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$ 中的折合系数 α 随_____变化的性质而定, 当扭转切应力为对称循环变应力时, $\alpha =$ _____。

10. 要使同一轴线上的两轴在主动轴转动时平稳地结合或分离, 可采用_____离合器, 要使从动轴既可以由主动轴带动等速转动, 也允许从动轴高于主动轴转动, 此时可采用_____离合器连接。

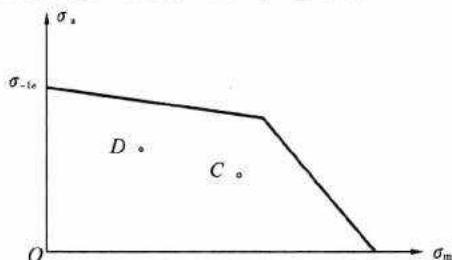
四、综合分析题

1. 图中为一提升机, 已知卷筒直径 $d = 200 \text{ mm}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 60$, $z_3 = 1$, $z_4 = 60$, $q = 13$, 重物 $W = 20 \text{ kN}$, 蜗杆为右旋, 蜗轮直径 $d_1 = 240 \text{ mm}$, $\alpha = 20^\circ$, 结合面当量摩擦系数 $f_v = 60$, 齿轮传动效率 $\eta_{\text{齿轮}} = 0.95$, 轴承效率 $\eta_{\text{轴承}} = 0.98$, 滚筒效率 $\eta_{\text{滚筒}} = 0.95$ 。试求:

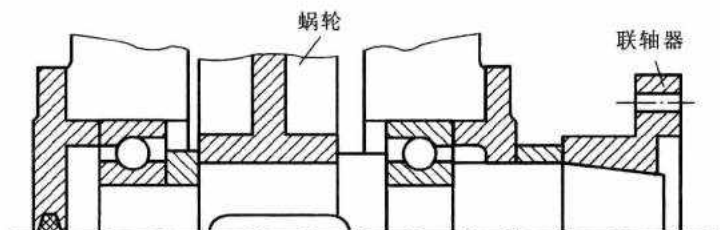
- (1) 为使轴 I 上的总轴向力等于 0, 试确定齿轮 1、2 的螺旋角 β 的方向与大小。
- (2) 在图中标出重物停在空中时蜗杆与蜗轮在节点 C 处受的三对分力的方向。
- (3) 当重物匀速上升时, 蜗杆传动效率 $\eta_{\text{蜗杆}}$ 为多少? 蜗杆传动是否自锁?
- (4) 确定当重物匀速上升时电动机的转动方向(在图中标出)和功率 P 。



2. 在图示零件极限应力图上, 工作点 C 和 D 为斜齿轮轴上两种应力工作点。试在图中标出对应的极限应力点, 并说明分别会出现什么形式的破坏?



3. 题图所示为斜齿轮、轴、轴承组合结构图。斜齿轮用油润滑, 轴承用脂润滑。试改正图中的错误, 并画出正确结构图。



五、综合计算题

1. V 带传动的主动轮 $d_1 = 140 \text{ mm}$, $\alpha = 170^\circ$, $n_1 = 100 \text{ r/min}$, 从动轮 $d_2 = 300 \text{ mm}$, 采用 V 带的截面高 $h = 10.5 \text{ mm}$, $q = 0.17 \text{ kg/m}$, 截面积 $A \approx 140^2 \text{ mm}^2$, 传递的圆周力 $F_e = 700 \text{ N}$, 紧边拉力 $F_1 = 460 \text{ N}$, 试求:

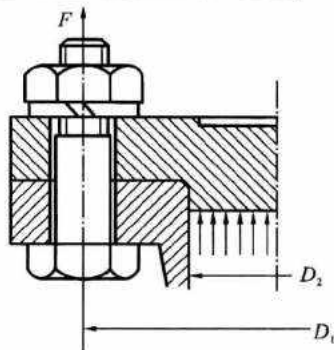
- (1) 若已知带的弹性模量 $E = 150 \text{ N/mm}^2$, 节面位于 $1/2h$ 处, 带中各种应力值等于多少?
- (2) 画出各应力沿带长的分布图, 求最大应力并指明其作用点;
- (3) 若滑移率 $\epsilon = 0.04$, 求出从动轮转速 n_2 。

2. 已知汽缸内的工作压力 $p = 0.1 \text{ MPa}$, 图示缸盖与缸体均为钢制, 直径 $D_1 = 350 \text{ mm}$, $D_2 = 250 \text{ mm}$, 上、下凸缘厚均为 25 mm , 假设不控制预紧力, 安全系数取 8.5, 螺栓标准长度系列: $\dots, 55, 60, 65, 70, 80, 90, 100, \dots$, 要求残余预紧力不小于 1.5 倍工作载荷, 假设螺母和垫片

性能等级	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8
屈服强度 σ_s /MPa	180	240	320	300	400	480

公称直径 d /mm	16	18	20	24	24	30
螺纹小径 d_1 /mm	13.835	15.294	17.294	20.752	400	26.211

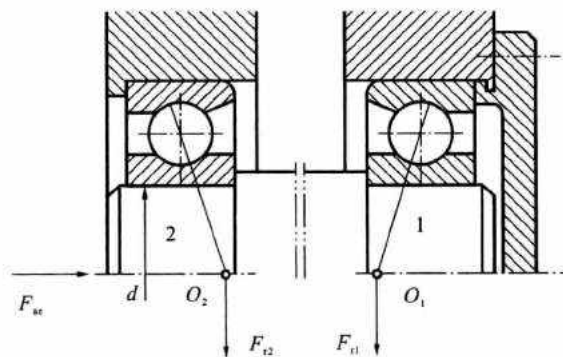
工作压力/MPa	
≤ 1.6	$> 1.6 \sim 4$
螺栓间距 t_0 (mm)	
$7d$	$4.5d$



厚度分别为 8 mm 和 4 mm。试设计此连接。

3. 根据工作条件, 决定在某传动轴上安装一对角接触向心球轴承。已知图示两个轴承的径向载荷分别为 $F_{r1} = 1470$ N, $F_{r2} = 2650$ N, 外加轴向力 $F_{x1} = 1470$ N; 轴颈直径 $d = 40$ mm, 转速 $n = 5000$ r/min; 常温下运转, 载荷中等冲击, $f_p = 1.5$ 。试选择轴承型号, 确定轴承寿命为多少小时(要求额定动载荷大于 39.2 kN)。

轴承类型	判断系数 e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		内部轴向力计算公式
		X	Y	X	Y	
70000AC($\alpha = 25^\circ$)	0.68	0.41	0.87	1	0	$F_d = 0.68F_r$
70000B($\alpha = 40^\circ$)	1.14	0.35	0.57	1	0	$F_d = 1.14F_r$



C. 两端游动支承

6. 设平键连接原来传递的最大转矩为 T , 现在欲增为 $1.5T$, 则应_____。

- A. 安装一对平键
B. 将键宽增大到 1.5 倍
C. 将键高增大到 1.5 倍
D. 将轴直径增大到 1.5 倍

7. 当链条磨损后, 脱链通常发生在_____。

- A. 大链轮上
B. 小链轮上
C. 同时在大小链轮上

8. 确定单根带所能传递功率 P_0 的前提条件是_____。

- A. 保证带不打滑
B. 保证带不弹性滑动
C. 保证带不疲劳破坏
D. 保证带不打滑和不疲劳破坏

9. 受轴向载荷的紧螺栓连接, 为保证被连接件间不出现缝隙, 因此_____。

- A. 剩余预紧力应小于 0
B. 剩余预紧力应大于 0
C. 剩余预紧力应等于 0
D. 预紧力应大小 0

10. 连接载荷平稳, 不发生相对位移, 运转稳定且较好对中的两轴, 可采用_____联轴器。

- A. 滑块
B. 刚性凸缘
C. 齿轮
D. 弹性套柱销

三、填空题

1. 用于连接距离较大且有角度变化的两轴, 宜采用_____联轴器。

2. 若要提高非矩形螺纹的传动效率, 可以_____螺纹的牙型角。

3. 采用螺纹连接时, 若被连接件总厚度较大, 且材料较软, 强度较低, 需要经常装拆的情况下一般宜采用_____连接; 若不需要经常装拆的情况下, 宜采用_____连接。

4. 在标准蜗杆传动中, 当蜗杆为主动时, 且蜗杆的头数 z_1 和模数 m 一定, 而增大蜗杆的直径系数 q , 则蜗杆的刚度_____; 若增大导程角 γ , 则传动效率_____。

5. 滚子链传动设计中, 链长 L_p 一般采用偶数, 其目的是_____; 设计中应尽可能采用偶数链节配奇数齿链轮, 这是为了_____。

6. 一对闭式软齿面齿轮啮合传动时, 其小齿轮的接触应力与大齿轮的接触应力_____, 而其许用接触应力_____。

7. 圆柱形螺旋弹簧受拉和受压时, 弹簧丝的受力情况是_____, 为避免卷绕时弹簧受到强烈弯曲, 其弹簧指数常取_____。

8. 在滚动轴承配合中, 内圈与轴的配合宜采用_____, 外圈与座孔的配合宜采用_____。

9. 齿轮设计中, 在满足弯曲强度的条件下, 可选择_____的齿数, 对传动有利。

10. 根据摩擦面间油膜形成的原理, 我们把利用摩擦面间的相对运动而形成承载油膜的润滑叫做_____, 而把从外部将压力油送入摩擦面强迫形成承载油膜的叫做_____。

四、计算分析题

1. 受轴向力的紧螺栓连接, 已知螺栓刚度 $C_1 = 0.4 \times 10^6$ N/mm, 被连接件刚度 $C_2 = 1.6 \times 10^6$, 螺栓所受的预紧力 $F_0 = 8000$ N, 螺栓所受的工作载荷为 $F = 4000$ N, 要求:

(1) 按比例画出螺栓与被连接件受力变形图(比例尺自定);

(2) 求螺栓所受的总拉力 F_t 和剩余预紧力 F_R ;

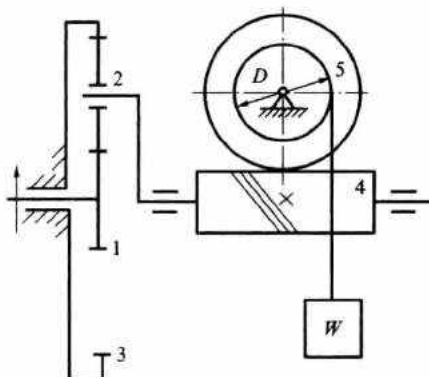
(3) 若工作载荷在 $0 \sim 4000 \text{ N}$ 之间变化, 螺栓的危险截面积为 96.6 mm^2 , 求螺栓的应力幅和平均应力。

2. 图示为某起重设备的减速装置。已知各轮齿数 $z_1 = z_2 = 20, z_3 = 60, z_4 = 2, z_5 = 40$, 轮 1 的转速为 $n_1 = 800 \text{ r/min}$, 转向如图所示, 卷筒直径 $D = 156 \text{ mm}$ 。试求:

(1) 卷筒的转速;

(2) 此时重物是上升还是下降?

(3) 设蜗杆传动的效率 $\eta = 0.78$, 为使重物上升, 施加在轮 4 上的转矩 $T_4 = 10 \text{ N} \cdot \text{m}$, 问重物的重量是多少?



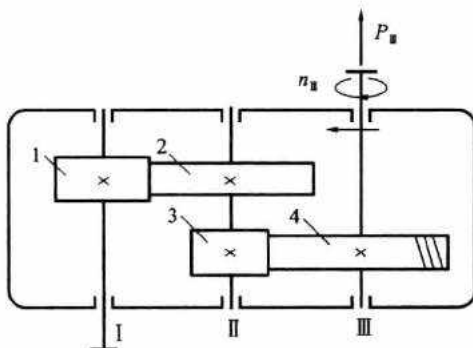
3. 在图示的展开式二级斜齿圆柱齿轮传动中, 已知: 高速级齿轮齿数 $z_1 = 44, z_2 = 94$, 模数 $m_{nI} = 2.5 \text{ mm}$ 。低速级齿轮齿数 $z_3 = 43, z_4 = 95$, 模数 $m_{nII} = 3.5 \text{ mm}$, 分度圆螺旋角 $\beta_{II} = 9^\circ 42'$ 。输出功率 $P_{II} = 28.4 \text{ kW}$, 输出轴转速 $n_{III} = 309 \text{ r/min}$ 。齿轮啮合效率 $\eta_1 = 0.98, \eta_2 = 0.99$ 。不计轴承的摩擦损耗, 试求:

(1) 高速级大齿轮的旋向, 以使中间轴上的轴承所受的轴向力较小;

(2) 高速级斜齿轮螺旋角 β_1 为多少时, 中间轴上的轴承所受的轴向力完全抵消?

(3) 各轴转向及所受扭矩;

(4) 齿轮各啮合点作用力的方向(各用三个分力表示)。

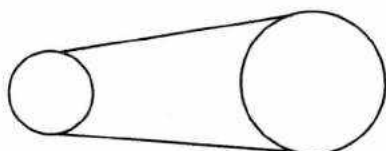


4. 单根 V 带传动的预紧力 $F_0 = 354 \text{ N}$, 主动带轮(小轮)的基准直径 $D_1 = 160 \text{ mm}$, 转速 $n_1 = 1500 \text{ r/min}$, 小带轮包角 $\alpha = 150^\circ$, V 带与带轮间当量摩擦系数 $f_v = 0.485$, 求:

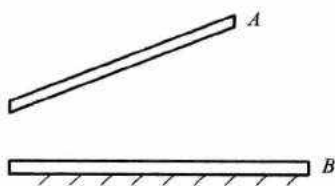
(1) V 带紧边、松边的拉力 F_1, F_2 ;

(2) V 带能传递的最大圆周力 F_{ac} 和最大功率 P_{ac} ;

(3) 定性画出带的应力分布图。

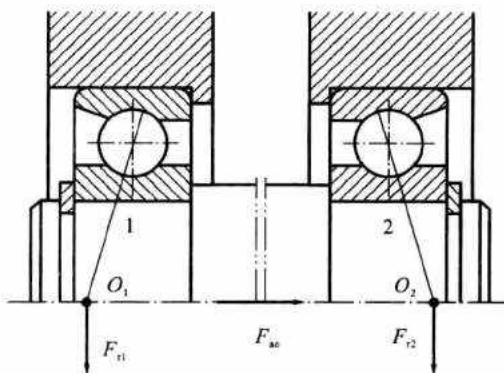


5. 就液体动压润滑的一维雷诺方程式 $\frac{\partial p}{\partial x} = 6\eta V \frac{h-h_0}{h^3}$, 回答下列问题:



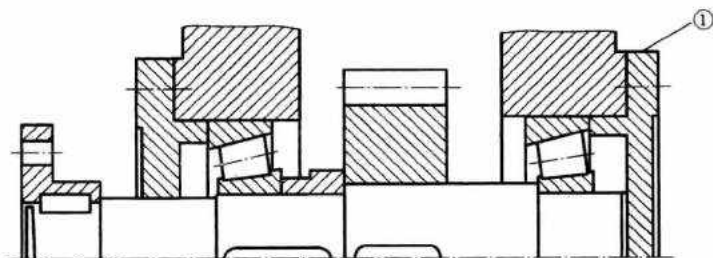
- (1) 产生压力油膜的必要条件是什么?
- (2) 画出 A 板的运动方向;
- (3) 定性画出油膜压力沿水平方向的分布图。

6. 根据工作条件, 决定在某传动轴上安装一对角接触向心球轴承(反装), 已知两个轴承的径向载荷分别为 $F_{r1} = 1800 \text{ N}$, $F_{r2} = 2800 \text{ N}$, 外加轴向力 $F_{ac} = 1200 \text{ N}$, 轴承内部轴向力 $F_d = 0.7F_r$ 。轴的转速 $n = 4000 \text{ r/min}$, 常温下运转, 载荷有较小冲击 ($f_p = 1.2$)。假设已知轴承的基本额定动载荷为 36.8 kN , 试求该对滚动轴承的寿命。



e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$	
	X	Y	X	Y
0.68	0.41	0.87	1	0

7. 图示为用一对圆锥滚子轴承外圆窄外圈窄边相对安装的轴系结构。试按例①所示, 指出图中的其他结构错误(不少于 8 处)。(注: 润滑方式、倒角和圆角忽略不计。)



例①——缺少调整垫片

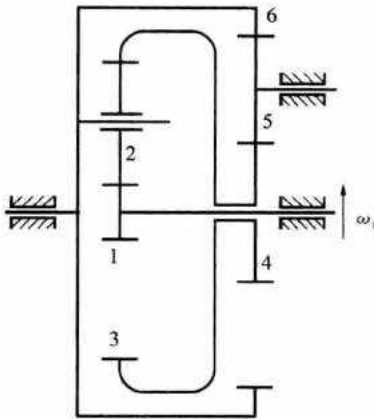
5. 螺纹的公称直径是指_____，螺纹连接强度按_____进行计算。
- A. 螺杆直径 B. 小径 C. 中径 D. 大径
6. 在螺纹连接中，采用软垫片是为了_____，采用斜面垫圈是为了_____。
- A. 提高气密性 B. 减少偏心载荷
C. 防松 D. 提高疲劳强度
7. 一对切向键沿周向按_____布置；一对平键沿周向按_____布置。
- A. 180° B. 90° C. 120° D. 150°
8. 带传动中紧边拉力为 F_1 ，松边拉力为 F_2 ，则其传递的有效圆周力为_____，预拉力为_____。
- A. $F_1 + F_2$ B. $(F_1 - F_2)/2$
C. $F_1 - F_2$ D. $(F_1 + F_2)/2$
9. 链传动中链节数宜取偶数，链轮齿数宜取奇数并且最好互为质数，其原因是_____；大小链轮齿数相同，是为了使_____。
- A. 磨损均匀 B. 具有抗冲击力
C. 减少磨损与胶合 D. 瞬时传动比为定值
10. 为了提高齿轮传动接触强度，应_____；为了提高弯曲强度，应_____。
- A. 使中心距不变，增大模数 B. 使中心距不变，增加齿数
C. 增大中心距
11. 为了提高蜗杆的刚度，应_____；为了提高抗胶合能力，应_____。
- A. 增大蜗杆直径系数 q 值 B. 采用高强度合金钢作蜗杆材料
C. 增加蜗杆硬度 D. 减小蜗杆直径系数 q 值
12. 滚动轴承与液体动力润滑滑动轴承比较，在高速运转条件下，滚动轴承的_____；滑动轴承是_____。
- A. 噪声较大 B. 承受冲击载荷能力较强
C. 寿命较长
13. 在滚动轴承中，能承受较大的径向和轴向载荷的轴承是_____；适合于作轴向游动的轴承是_____。
- A. 深沟球轴承 B. 角接触球轴承
C. 圆锥滚子轴承 D. 圆柱滚子轴承
14. 按弯扭合成强度条件计算轴的应力时，要引入系数 α ，是由扭矩的性质而定，对于_____， $\alpha=1$ ；对于_____， $\alpha=0.3$ 。
- A. 不变的扭矩 B. 脉动循环的扭矩
C. 对称循环的扭矩
15. 在下列联轴器中，有弹性元件的挠性联轴器是_____；主动轴和从动轴允许有较大偏角的是_____。
- A. 万向联轴器 B. 齿式联轴器
C. 弹性柱销联轴器 D. 凸缘联轴器

三、计算题

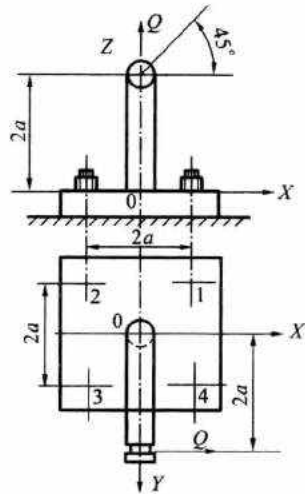
1. 如图所示轮系中，已知 $z_1=20$ ， $z_2=36$ ， $z_3=92$ ， $z_4=40$ ， $z_5=30$ ， $z_6=100$ ，试求：

(1) 机构的自由度；

(2) 如图已知轮 1 的角速度 $\omega_1 = 800 \text{ r/min}$, 求 ω_6 并指出齿轮 6 的转向。



题三-1图



题三-2图

2. 图示一支架, 用四个地脚螺栓(1, 2, 3, 4)固定。四个螺栓的相互距离如图所示。支架上受到与水平面成 45° 的作用力 Q 。 Q 力作用点距离螺栓对称中心的水平距离为 $2a$, 距支架贴合面的铅垂距离为 $2a$, 试指出哪个螺栓受力最大, 并求出该螺栓所受的最大工作载荷。并写出保证连接安全工作的条件有哪些?

3. 某闭式蜗杆减速器输入功率 $P_1 = 5.5 \text{ kW}$, 蜗杆为双头蜗杆, 直径系数 $q = 10$, 当量摩擦系数 $f_v = 0.035$, 减速器表面传热系数 $\alpha_s = 10.5 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{}^\circ\text{C)}$, 散热面积为 $A = 1.5 \text{ m}^2$ 。若要求润滑油的工作温度 $t_0 \leq 80 \text{ }^\circ\text{C}$, 试对该减速器进行热平衡计算。若不满足要求时, 请给出至少 3 种改进措施。(取环境温度 $t_s = 20 \text{ }^\circ\text{C}$)

4. 有一发电机转子的径向滑动轴承, 轴颈公称直径 $d = 150 \text{ mm}$, 宽径比 $B/d = 1$, $\phi = 0.001$, 轴颈和轴瓦表面微观不平度十点平均高度分别为 $Rz_1 = 1.6 \text{ } \mu\text{m}$, $Rz_2 = 3.2 \text{ } \mu\text{m}$, 安全系数 $S = 2$, 径向工作载荷 $F = 150 \text{ kN}$, 轴颈转速 $n = 1000 \text{ r/min}$, 材料采用锡青铜, 其 $[\rho] = 15 \text{ MPa}$, $[v] = 10 \text{ m/s}$, $[\rho v] = 20 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$, 润滑油在轴承平均温度下的黏度 $\eta = 0.014 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 试求: (1) 验算此轴承能否形成液体动力润滑;

(2) 验算此轴承是否产生过度磨损和发热。注: $C_p = F\phi^2 / (2\eta v B)$

附表:

B/d	χ	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.9
=1.0	C_p	0.589	0.853	1.253	1.528	1.929	2.469	3.372	4.808	7.772

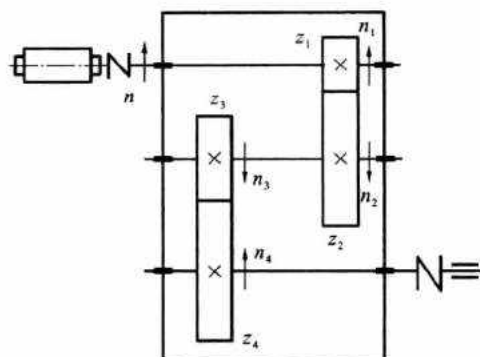
四、分析题

1. 设计一曲柄滑块机构, 已知曲柄长度为 20 mm , 偏距 $e = 15 \text{ mm}$, 最大压力角为 30° , 试用作图法确定连杆的长度, 滑块的最大行程, 并标明其极位夹角 θ , 求出行程速比系数 k 。

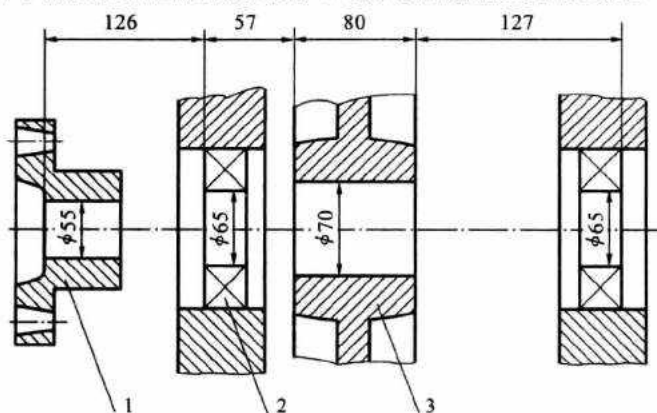
2. 如图所示, 试设计带式运输机减速器的高速级齿轮传动, 已知: 大小齿轮为软齿面直齿圆柱齿轮, 初步取小齿轮齿数 $z_1 = 24$, 大齿轮齿数 $z_2 = 77$, 按照齿面接触疲劳强度设计得 $d_1 \geq 74.38 \text{ mm}$; 按齿根弯曲疲劳强度设计得 $m \geq 2.18 \text{ mm}$, 试分析: (1) 按机构尺寸最小确定这对

齿轮的参数,并计算中心距;(2)若中心距要圆整成尾数为 0 或 5,可以采取哪些方法;(3)若带式输送机单向运转,这对齿轮轮齿的齿面接触应力和齿根弯曲应力属于何种交变应力;(4)齿轮 1 的布置为什么要远离输入端。

(注:标准模数第一系列 $\dots, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4, \dots$)



3. 轴上各零件的结构及位置如图所示,轴承采用双支点各单向固定,脂润滑。试设计该轴,并画出轴上各个零件定位和固定的方法。(可将题图剪贴至答题纸上)



参 考 文 献

- [1] 彭文生,李志明,黄华梁.机械设计[M].2版.北京:高等教育出版社,2008.
- [2] 杨家军.机械原理[M].3版.武汉:华中科技大学出版社,2014.
- [3] 吴昌林,张卫国,姜柳林.机械设计[M].3版.武汉:华中科技大学出版社,2011.
- [4] 杨家军,张卫国.机械原理设计基础[M].2版.武汉:华中科技大学出版社,2014.
- [5] 黄华梁,彭文生.机械设计基础[M].4版.北京:高等教育出版社,2007.
- [6] 孙桓,陈作模,葛文杰.机械原理[M].8版.北京:高等教育出版社,2013.
- [7] 郑文伟,吴克坚.机械原理[M].8版.北京:高等教育出版社,2010.
- [8] 张策.机械原理与机械设计[M].北京:机械工业出版社,2004.
- [9] 王德伦,高媛.机械原理[M].北京:机械工业出版社,2012.
- [10] 申永胜.机械原理[M].北京:清华大学出版社,2005.
- [11] 王知行,邓宗全.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2006.
- [12] 张春林,余跃进.机械原理教学参考书(上、中、下)[M].北京:高等教育出版社,2009.
- [13] 申永胜.机械原理辅导与习题[M].北京:清华大学出版社,2006.
- [14] 濮良贵,陈国定,吴立言.机械设计[M].9版.北京:高等教育出版社,2013.
- [15] 吴宗泽,高志.机械设计[M].2版.北京:高等教育出版社,2009.
- [16] 杨可桢,程光蕴,李仲生,等.机械设计基础[M].北京:高等教育出版社,2013.
- [17] 濮良贵,纪名刚.机械设计学习指南[M].4版.北京:高等教育出版社,2001.
- [18] 陈国定.机械设计基础[M].北京:机械工业出版社,2005.
- [19] 杨家军.机械创新设计技术[M].北京:科学技术出版社,2008.
- [20] 杨家军.机械创新设计与实践[M].武汉:华中科技大学出版社,2014.
- [21] 彭文生,杨家军,王均荣.机械设计与机械原理考研指南(上、下册)[M].2版.武汉:华中科技大学出版社,2005.

封面
书名
版权
前言
目录

第三篇 参考答案与考研试题精选 / 1

第一部分 各章复习与练习题参考答案 / 1

(一) 《机械设计》参考答案 / 1

第1章 机械设计总论——考试复习与练习题参考答案 / 1

第2章 齿轮传动——考试复习与练习题参考答案 / 8

第3章 蜗杆传动——考试复习与练习题参考答案 / 14

第4章 挠性传动——考试复习与练习题参考答案 / 20

第5章 滚动轴承——考试复习与练习题参考答案 / 26

第6章 滑动轴承——考试复习与练习题参考答案 / 40

第7章 轴毂连接——考试复习与练习题参考答案 / 44

第8章 螺纹连接(含螺旋传动)——考试复习与练习题参考答案 / 49

第9章 现代设计方法及机械系统设计——考试复习与练习题参考答案 / 55

第10章 机械设计综合题——考试复习与练习题参考答案 / 56

(二) 《机械原理》参考答案 / 72

第11章 平面机构的结构分析——考试复习与练习题参考答案 / 72

第12章 平面连杆机构——考试复习与练习题参考答案 / 76

第13章 机械中的摩擦和机械效率——考试复习与练习题参考答案 / 79

第14章 凸轮机构——考试复习与练习题参考答案 / 89

第15章 齿轮机构——考试复习与练习题参考答案 / 100

第16章 轮系——考试复习与练习题参考答案 / 105

第17章 其他常用机构——考试复习与练习题参考答案 / 109

第18章 机械速度波动的调节——考试复习与练习题参考答案 / 111

第19章 机械的平衡——考试复习与练习题参考答案 / 113

第20章 机械原理综合题——考试复习与练习题参考答案 / 114

第二部分 考研试题精选 / 118

1. 华中科技大学 / 118

2. 华中科技大学 / 123

3. 华中科技大学 / 129

4. 华中科技大学 / 134

5. 华中科技大学 / 139

6. 华中科技大学 / 144

7. 华中科技大学 / 150

8. 哈尔滨工业大学 / 155

9. 哈尔滨工业大学 / 159

10. 哈尔滨工业大学 / 165

11. 哈尔滨工业大学 / 170
 12. 华南理工大学 / 175
 13. 华南理工大学 / 179
 14. 华南理工大学 / 182
 15. 华南理工大学 / 185
 16. 武汉理工大学 / 188
 17. 武汉理工大学 / 191
 18. 武汉理工大学 / 195
 19. 武汉理工大学 / 198
 20. 武汉理工大学 / 201
 21. 武汉理工大学 / 206
 22. 东北大学 / 209
 23. 东北大学 / 213
 24. 东北大学 / 217
 25. 东北大学 / 220
 26. 东北大学 / 223
 27. 东北大学 / 225
 28. 东北大学 / 227
 29. 中南大学 / 230
 30. 中南大学 / 234
 31. 中南大学 / 238
 32. 中南大学 / 242
 33. 中南大学 / 246
 34. 中南大学 / 250
 35. 中南大学 / 254
 36. 中南大学 / 258
- 参考文献 / 262