

单级圆柱齿轮减速器传动系统设计

摘要

针对给定动力参数与结构尺寸约束下的单级圆柱齿轮减速器设计问题，本文以输入功率 1.5 kW、输入转速 1440 r/min 及目标传动比 4 为条件，研究传动参数、零部件承载能力与装配空间的协调关系。建立结合约束分析、机械传动理论计算、齿轮与轴系校核、结构装配设计及参数化 CAD 几何验证的设计与复核框架，将尺寸作用对象和基准辨析作为参数选择的前提，并以计算参数与模型参数的对应关系组织设计复核。当前已完成条件性约束分析、运动动力参数推算及已有模型几何验证记录的核对，承载校核与专项装配检查尚未完成。

约束分析表明，若 150 mm 指大齿轮分度圆直径，则小齿轮分度圆直径为 37.5 mm；若 42 mm 同时指小齿轮安装孔直径，常规套装结构存在几何冲突。已有验证记录表明，对应 STEP 文件重新导入成功，边界表示有效，包含 10 个零件和 10 个实体，外形包络在 0.1 mm 检查容差内与 360 mm×260 mm×240 mm 目标一致。

上述结果支持尺寸驱动初步模型的文件可读性、实体有效性和外形符合性。设计方案仍需结合明确的材料、载荷与寿命条件完成承载校核，并对安装孔、壁厚、关键间隙、装配干涉及真实齿形啮合开展专项检查。结论限于条件性约束分析和已完成的几何验证范围，不涉及实体运行性能及直接加工交付能力。

关键词：单级圆柱齿轮减速器；约束分析；轴系设计；参数化 CAD；几何验证

Abstract

This paper addresses “单级圆柱齿轮减速器传动系统设计” by defining a traceable research or engineering workflow. The scope, method, evidence boundary, and verification criteria are derived from the supplied materials and verified sources. Missing measurements and execution records are retained as items for subsequent collection rather than reported as completed experimental findings.

Keywords

单级圆柱齿轮减速器传动系; 统设计; 机械设计制造及其自动化; 机械结构; 参数设计; 结构验证

英文摘要

This study addresses the design of a single-stage cylindrical gear reducer under specified power, speed, transmission ratio, and dimensional constraints. With an input power of 1.5 kW, an input speed of 1440 r/min, and a target transmission ratio of 4, the study examines the compatibility of transmission parameters, component load capacity, and assembly space. A design and review framework is established to combine constraint analysis, mechanical transmission calculations, gear and shaft-system checks, structural assembly design, and parametric CAD geometry verification. Identifying the components and reference surfaces associated with each dimension is treated as a prerequisite for parameter selection, while correspondence between calculation and model parameters provides the basis for design review. The completed work comprises conditional constraint analysis, kinematic and power-transmission parameter calculations, and review of the available model geometry verification record; load-capacity checks and dedicated assembly checks remain incomplete.

The constraint analysis indicates that interpreting 150 mm as the driven gear pitch diameter gives a driving gear pitch diameter of 37.5 mm. If 42 mm also specifies the driving gear bore diameter, a conventional shaft-mounted gear configuration has a geometric conflict. The available verification record reports successful re-import of the corresponding STEP file, valid boundary representation, and a composition of 10 parts and 10 solids. The overall envelope matches the target dimensions of 360 mm × 260 mm × 240 mm within a checking tolerance of 0.1 mm.

These findings support the file readability, solid validity, and overall dimensional conformity of the preliminary dimension-driven model.

Load-capacity checks require completion under defined material, loading, and service-life conditions. Dedicated checks are also required for mounting holes, wall thickness, critical clearances, assembly interference, and actual tooth meshing. The conclusions are limited to conditional constraint analysis and the completed geometric checks; they do not establish physical operating performance or readiness for direct manufacturing.

英文关键词

Single-stage cylindrical gear reducer; Constraint analysis; Shaft-system design; Parametric CAD; Geometric verification

1 绪论

单级圆柱齿轮减速器通过一对圆柱齿轮实现转速降低与转矩传递，其设计涉及齿轮啮合、轴系支承、箱体结构和润滑密封等环节。依据本课题任务书，设计的重点是协调传动要求、零部件承载能力与安装空间，并建立工程计算和三维模型之间的对应关系。齿轮参数决定载荷与几何尺寸，轴承和定位结构影响轴系布置，箱体又对内部零件形成空间限制，因此需要将这些环节纳入同一设计过程。

本课题以输入功率 1.5 kW、输入转速 1440 r/min、目标传动比 4 为动力与运动要求，以 360 mm×260 mm×240 mm 为给定外形约束。任务同时规定壳体壁厚 12 mm、轴径 42 mm、安装孔径 14 mm、轮宽 60 mm、轮径 150 mm 及底部间隙 18 mm。这些数值均为设计输入，其在计算与建模中的使用应保持对象、单位和尺寸基准一致。

研究首先需要解决尺寸含义与方案兼容性问题。按照任务书和开题报告，轮径须明确所属齿轮及圆直径类型，轴径须落实到具体轴段，轮宽须区分有效齿宽与轮体宽度，底部间隙须确定相邻表面和测量方向。不同解释可能改变中心距、齿轮安装结构与箱体内部空间。本文据此分析候选方案，发现冲突时分别记录原始约束、计算依据和调整建议。

本文的目标是在明确工况与尺寸条件后，形成可复核的传动系统设计。具体考察三个问题：给定传动比与结构尺寸能否兼容；齿轮、轴、轴承及连接件能否在选定材料和载荷假设下满足设计准则；数字模型能否满足相应装配关系、外形包络与关键间

隙要求。设计结论按上述问题分别给出，使参数可行性、承载合理性和几何符合性各有依据。

研究建立约束分析、理论计算、结构与参数化 CAD 验证相结合的设计流程。该流程要求先整理输入并比较传动方案，再完成运动动力计算、齿轮参数选择、齿轮强度及轴系校核，随后落实箱体、定位、润滑和密封结构。计算确定的尺寸应传入统一参数文件，通过源脚本生成模型，并以 STEP 重新导入和专项几何检查核对模型与设计要求的对应关系。当前已完成条件性约束分析、运动动力参数推算及已有 STEP 几何验证记录的核对，承载校核、专项几何检查和源脚本再生成一致性验证尚未完成。

研究范围限定为给定条件下的工程设计与数字模型验证。承载校核的判断受材料、载荷和寿命假设约束，几何检查的判断受实际检查项目及齿形简化程度限制。实体有效、文件可重开或外形尺寸符合要求，均不能单独证明真实啮合、运行寿命和制造质量；实体样机试制及效率、温升、噪声测试不属于本文的验证范围。

全文围绕上述任务展开：绪论界定研究对象与目标，文献综述与理论基础说明相关方法及适用范围，研究方法与设计章节说明约束、传动参数、承载校核框架、结构设计要求及参数化建模验收规则，结果与分析章节报告条件性推算、各项校核的完成状态和已有几何验证结果。讨论与结论依据实际完成的计算与检查，归纳约束满足情况、方案适用条件和后续复核事项。

2 文献综述与理论基础

齿轮减速器相关研究可按参数优化、工况适配、运行性能和模型一致性归纳。参数优化关注设计变量的选择，工况适配关注传动装置与工作机的匹配，运行性能研究涉及效率、温度和振动，模型一致性则涉及不同设计表达之间的对应关系。对本课题而言，这些方向的参考价值取决于其研究对象、计算条件与单级圆柱齿轮传动的相关程度。

在参数设计方面，毛航宇等以遗传算法开展斜齿轮减速器传动优化设计^[1]，代表了将搜索算法用于齿轮参数选择的研究方向。陈杰围绕喷灌机驱动系统讨论齿轮减速机的适配性选型^[2]，侧重特定应用中的匹配问题。两者分别面向参数求解与应用选型。本课题依据任务书，先辨析轮径、轴径和齿宽的作用对象，再判断候选参数是否具备几何与承载可行性；优化方法的采用应以约束定义清楚为前提。

运行性能研究具有更明确的对象限制。功率流与效率计算研究以 2K-H 型封闭式周转轮系为对象^[3]，其轮系结构与本课题的平行轴单级传动不同，不能直接移用效率数值。针对风电齿轮箱油温超限的研究关注热网络建模与温度计算^[4]，对应的是热状态评价。齿轮传动系统动力学性能设计综述则将讨论范围扩展至系统动态性能及其应

用^[5]。这些主题提示本文应分别处理运动动力计算、热状态与动态响应，避免以某一类校核代替全部性能评价。

结构特点也决定方法的适用范围。薄壁齿轮研究将弹性与行波振动作为建模重点^[6]；风电机组高速级轴承研究关注轴承动态特性^[7]；协作机器人相关研究将结构与齿轮传动系统仿真结合^[8]。上述对象与本课题在结构及工况上存在差异。按照开题报告，本文以齿轮受力、轴系平衡和危险截面校核为基础，再依据最终结构对变形的敏感程度，判断是否补充刚度或动力学分析。

本文的理论计算按任务书规定的传力路径组织：由功率、转速及效率假设确定转矩，由齿形参数确定啮合载荷，再根据支承位置求取轴承反力和轴内力。齿面接触疲劳、齿根弯曲疲劳、轴强度、轴承寿命及连接承载分别对应不同判据。开题报告提出以 ISO 6336 系列和 ISO 281 作为齿轮承载与轴承寿命计算的资料方向；具体计算须统一版本、符号和系数定义，并使材料、载荷与寿命条件相互对应。

数字化设计研究为计算与模型的衔接提供了另一视角。智能生成式设计文献讨论新的机械设计概念^[9]，人工智能工程应用研究涉及机械设计与优化^[10]，模型一致性研究则直接关注集中参数模型与分布参数模型之间的联系^[11]。三类工作的关注点分别是设计生成、优化应用和模型对应。本文据任务要求，将其落实为参数管理问题：同一尺寸在计算书、参数文件和 CAD 模型中应具有相同的对象、单位与基准，参数变更也应同步反映于相关文件。

不同方法产生的证据应分别评价。工程计算支持明确假设下的承载判断；STEP 重新导入和实体有效性检查支持相应文件的几何判断；实体运行性能则需要对应试验。尤其在齿形简化时，外形包络符合要求不能证明真实啮合成立，文件可重开也不能证明装配干涉已全部排除。

因此，本课题要补足的是给定任务中的设计衔接环节，而非宣称现有齿轮设计理论存在普遍缺陷。围绕轮径与轴径的兼容性、承载参数与结构尺寸的协调性，以及计算结果与交付模型的一致性，本文建立可追溯的计算和验证关系，将结论限定于实际完成的校核与检查范围。

3 研究方法与系统设计

3.1 设计约束与尺寸基准

本设计以任务书为输入依据，将原始约束、候选解释、工程假设和计算结果分别记录。功率与转速统一取输入轴端的数值；模型包络沿全局坐标轴计量，其中、、分别对应长、宽、高。外伸轴、端盖及紧固件是否属于外形控制范围，须在装配尺寸链中明确，不能仅以箱体本体尺寸代替整机尺寸。

表 1 设计输入与约束语义表

参数	数值	单位	来源	作用对象与 尺寸基准	待澄清事项 或建议处理
输入功率	1.5	kW	任务书	输入轴端传递功率	明确连续及峰值工况
输入转速	1440	r/min	任务书	输入轴转速	明确转速波动范围
目标传动比	4	—	任务书	输入与输出转速绝对值之比	由整数齿数落实
总长、总宽、总高	360、260、240	mm	任务书	整体沿三坐标方向的包络	明确突出件及尺寸上限含义
壳体壁厚	12	mm	任务书	箱体相应内外壁面的法向距离	区分基本壁厚与局部凸台
轴径	42	mm	任务书	指定轴段的圆柱直径	输入轴、输出轴及适用轴段未定
安装孔径	14	mm	任务书	底座安装孔圆柱面	孔位、数量与边距另行设计
轮宽	60	mm	任务书	齿轮轴向宽度	明确对应齿轮及是否为有效齿宽
轮径	150	mm	任务书	指定齿轮的指定圆直径	明确齿轮及分度圆、齿顶圆属性

参数	数值	单位	来源	作用对象与 尺寸基准	待澄清事项 或建议处理
底部间隙	18	mm	任务书	两指定表面 之间的距离	明确内底间 隙或外部离 地间隙
轴段与轮径 调整	未提出定值	mm	候选设计建 议	对应发生冲 突的局部结 构	独立记录， 不覆盖原始 约束

本文对“设计输入与约束语义表”所列内容的分析见表 1。

表注：所有给定数值均为设计输入。候选解释及调整建议须经过兼容性分析后采用，不属于任务书已确认条件。

轮径语义决定方案能否继续开展。按开题报告中的条件推算，若 150 mm 为大齿轮分度圆直径，则小齿轮分度圆直径为 37.5 mm，标准中心距为 93.75 mm；若小齿轮安装孔同时要求 42 mm，常规套装结构不能成立。整体齿轮轴仍需检查齿根截面与轴肩过渡。若 150 mm 为小齿轮分度圆直径，则大齿轮达到 600 mm，与给定包络冲突；若为齿顶圆直径，则应结合模数、齿数和变位重新求解。

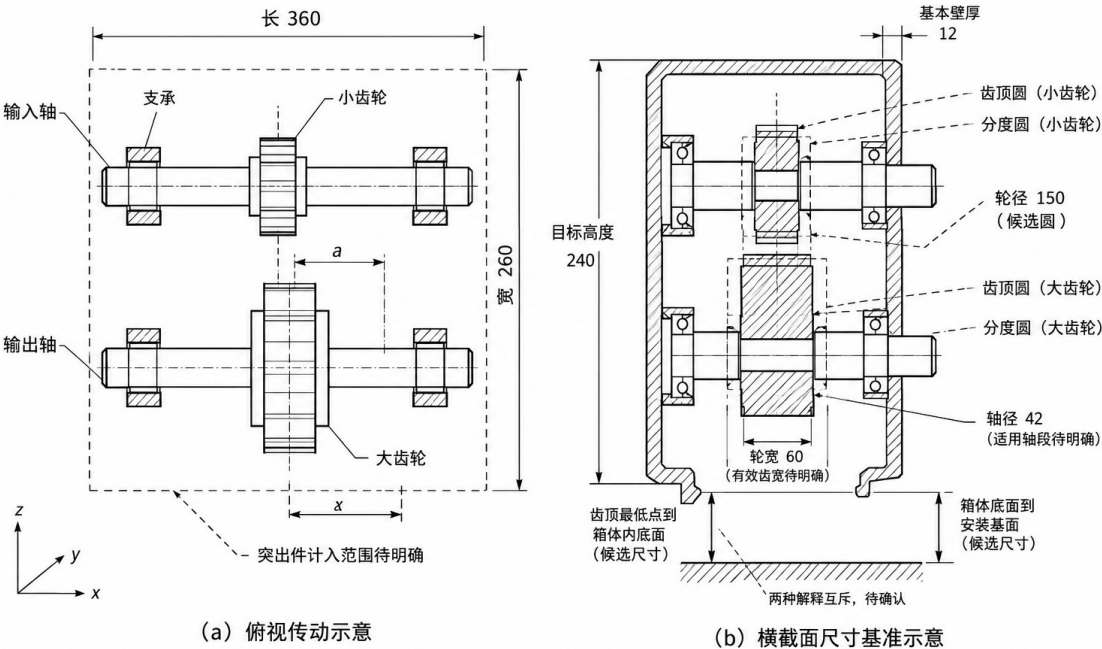


图 1 单级齿轮传动及尺寸基准示意。候选平行轴布局不按比例绘制，轮径、轴径、轮宽与底部间隙的作用对象尚待确定，不代表交付 STEP 的实际结构。

本文所述“单级齿轮传动及尺寸基准示意。候选平行轴布局不按比例绘制，轮径、轴径、轮宽与底部间隙的作用对象尚待确定，不代表交付 STEP 的实际结构”的结构与关系如图 1 所示。

3.2 传动方案与参数接口

依据开题报告，以平行轴外啮合直齿圆柱齿轮作为基准方案，两轴分别采用双支承布置。直齿方案不产生理想啮合轴向力，便于建立初步受力模型；若改用斜齿，则应同步修改齿轮几何、轴向定位及轴承载荷。齿轮位置和支承跨距需由轮宽、轮毂、轴肩、轴承及端盖的轴向尺寸链共同确定。

运动与动力参数按下式计算：

(1)

其中，为传动比；为转速绝对值，单位为 r/min；为齿数；为功率，单位为 kW；为转矩绝对值，单位为 N·m；下标 1、2 分别表示输入端与输出端；为两端的总效率。该式用于稳态功率传递，效率需按实际损耗环节确定，避免重复计入。

表 2 传动与齿轮参数表

参数	数值或关系	单位	参数性质与约束兼容性
输入功率、转速	1.5；1440	kW；r/min	任务书输入
输出转速	360	r/min	按目标传动比推算
输入转矩	约 9.95	N·m	按式（1）推算
总效率	，尚未定值	—	依据齿轮、轴承及密封配置确定
输出功率、转矩	；约	kW；N·m	条件性计算值
齿数		—	具体整数值需结合齿形确定
模数、压力角	、，尚未定值	mm；°	结合标准齿形与强度要求选取
分度圆直径	候选、	mm	仅适用于 150 mm 指大齿轮分度圆

参数	数值或关系	单位	参数性质与约束兼容性
齿顶圆、齿根圆直径	随模数及齿形参数确定	mm	用于内部空间及根部结构检查
中心距	候选	mm	对应上述分度圆及标准安装条件
有效齿宽	，需解释 60 mm 约束	mm	不直接等同于轮毂总宽

本文对“传动与齿轮参数表”所列内容的分析见表 2。

表注：推算关系承接开题报告，不属于实测结果；候选几何参数尚不能构成已通过承载与装配校核的方案。

3.3 载荷与承载校核方法

齿轮载荷由啮合处传递转矩求得，并分别施加于两轴的受力模型。支承反力按图 2 的坐标约定求解，弯矩与转矩曲线须使用最终支承位置及载荷位置生成。

(2)

其中， F_t 、 F_r 、 F_a 分别为圆周力、径向力和轴向力，单位为 N； T_1 为小齿轮啮合处转矩，单位为 N·mm； d 为分度圆直径，单位为 mm； α 、 α_n 分别为端面压力角、法面压力角和螺旋角。直齿时，轴向力为零，且 $\alpha_n = \alpha$ 、法向模数；力的方向另按转向及旋向确定。

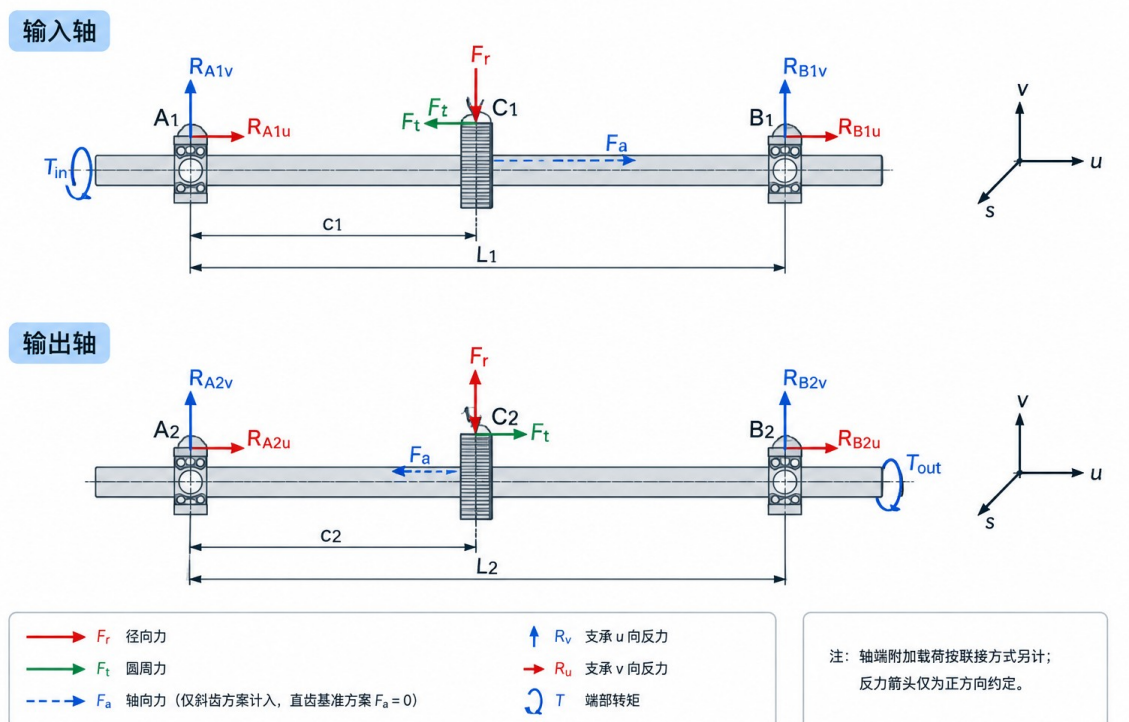


图 2 输入轴与输出轴受力示意。箭头为载荷和反力的参考方向，跨距与作用位置采用符号表达；图中不含计算所得反力或弯矩数值。

齿根弯曲疲劳校核采用统一的载荷系数与齿形系数体系，分别评价两齿轮：

(3)

其中， σ_F 为计算及许用齿根应力，单位为 MPa； b 、 m_n 为有效齿宽与法向模数，单位为 mm； K_A 、 K_v 、 K_H 、 K_F 依次为使用、动载、齿向及齿间载荷系数； Y_F 、 Y_{Fa} 为齿形及应力修正系数；汇总所选方法要求的其他无量纲修正项。该式为计算框架，各系数及许用值须依开题报告提出的 ISO 6336 资料核对版本、材料与寿命条件，不混用不同体系。

轴的危险截面依据合成弯矩、传递转矩及轴肩、键槽位置确定。对圆截面轴，可先用畸变能准则作静强度筛查：

(4)

其中， T 单位为 N·mm； W 为实心圆截面的抗弯与抗扭截面系数，单位为 mm³； d 为该截面直径，单位为 mm； σ_s 为屈服强度，单位为 MPa； S 为要求的静安全系数。该关系适用于延性材料的名义静应力评价；键槽削弱、应力集中及旋转弯曲疲劳须另行计入，不能据此直接认定疲劳寿命满足要求。

采用普通平键时，以连接处转矩检查剪切与挤压承载：

(5)

其中， T 为连接处转矩，单位为 N·mm； d 、 b 、 L 分别为轴径、键宽、有效工作长度和有效承压高度，单位为 mm； τ 、 σ_p 及对应许用值单位为 MPa。该式按载荷均布进行

初步校核，许用值取决于材料和工况；整体齿轮轴无该处键连接时，应改查其过渡截面。

3.4 参数化建模与验收规则

参数管理以JSON为统一入口，CSV用于人工核对，各字段同时记录单位、来源、作用对象和状态。`wheel\_diameter`必须补充圆类型与所属齿轮，`track\_width`必须落实为具体齿宽或轮体宽度，`ground\_clearance`必须绑定两个基准面。计算所得中心距、轴段尺寸及支承坐标再传入CAD模型，避免由几何建模默认值反向替代设计依据。

结构设计按轴系定位、箱体支承、密封润滑及拆装路径逐项落实。42 mm仅约束明确指定的轴段，轴承内径须与实际安装段一致；12 mm壁厚、14 mm孔径及18 mm间隙分别进行局部几何检查。若采用油浴润滑，还需独立确定油位与浸油深度。

数字模型验收采用源脚本执行、STEP独立重开和专项几何检查三类记录。CadQuery/OpenCascade用于已有记录所对应的重开检查，后续执行同时保存软件版本、参数文件和SHA-256。总体包络按各方向0.1 mm容差比较；孔径、壁厚和间隙采用各自的设计判据，实体相交须区分预期配合与非预期干涉。简化齿形仅支持其实际表达的几何检查。承载计算、模型几何和文件一致性分别判定，最终设计结论限定在已完成的检查范围内。

4 结果与分析

本章结果分为设计推算与数字模型几何验证两类。设计推算以任务书给定的功率、转速、传动比和尺寸约束为依据；几何验证以对应STEP文件的重新导入记录为依据。已有记录支持模型重开、实体有效性、零件及实体数量和外形包络的判定，承载能力与运行性能应分别评价。本章同时列出与校核状态对应的补充计算关系；这些关系属于方法框架，不代表已完成数值校核。

4.1 尺寸约束与承载判定

开题报告给出的运动计算表明，目标传动比为4时，输出转速为360 r/min，输入转矩约为9.95 N·m。输出转矩约为 N·m，其中为输入轴至输出轴的总效率。该表达式保留了效率对输出载荷的影响，不能将效率取1时的数值解释为实际输出能力。

对于标准中心距安装、未变位的外啮合直齿圆柱齿轮，几何关系为：

(6)

其中，为传动比；为齿数；为模数，单位为mm；、、、分别为分度圆、基圆、齿顶圆和齿根圆直径，单位为mm；为中心距，单位为mm；为压力角；、分别为齿顶高系数和顶隙系数，无量纲。变位或斜齿方案不能直接套用该组关系。

按开题报告的条件分析，若 150 mm 指大齿轮分度圆直径，则小齿轮分度圆直径为 37.5 mm、中心距为 93.75 mm。若 42 mm 同时指小齿轮安装孔直径，孔径便超过其分度圆直径，常规套装结构不成立。该判断只针对上述尺寸解释；采用整体齿轮轴仍须检查齿根截面和过渡结构。几何关系成立也不等于啮合合格，实际方案还需满足根切、齿顶厚度和重合度要求。

齿面接触疲劳的条件性判据可表达为：

(7)

其中， σ_H 和 $[\sigma_H]$ 分别为接触应力及许用接触应力，单位为 MPa； F_t 为圆周力，单位为 N； b 、 d 分别为有效齿宽和小齿轮分度圆直径，单位为 mm； i 为传动比； Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 分别为区域、弹性和重合度系数， Y_{Fa} 的单位为； K_A 、 K_F 、 K_H 、 $K_{H\beta}$ 各分别表示使用、动载、齿间和齿向载荷分配系数。该式为直齿外啮合方案的基本表达，系数及许用值须在同一计算体系下确定。

表 3 齿轮与轴承载校核表

校核对象	载荷工况	材料及系数来源	计算值	许用值与安全要求	条件性判定
齿面接触疲劳	给定功率、转速下的传递载荷；附加载荷须确定	材料、热处理及载荷系数尚未形成确定记录	尚未确定接触应力	按材料、寿命及安全要求确定许用值	未完成承载判定
齿根弯曲疲劳	与接触校核保持相同工况	齿形、应力修正及寿命系数须对应实际齿形	尚未确定弯曲应力	计算应力不超过许用应力	未完成承载判定
输入轴	输入转矩约 9.95 N·m 弯矩取决于支承布置	轴材料、应力集中及疲劳参数须确定	尚未确定危险截面应力	满足所选静强度或疲劳判据	未完成承载判定
输出轴	输出转矩约 N·m	同时确定效率、轴段与连接结构	尚未确定危险截面应力	满足所选静强度或疲劳判据	未完成承载判定

表注：转矩为开题报告中的设计推算值；未完成判定不表示校核不合格，也不表示满足承载要求。

4.2 轴系、轴承与连接关系

两轴内力须由各自的载荷位置和支承位置确定。对两端简支、横向集中载荷位于支承之间的模型，可按图 2 的局部坐标约定，分别在两个正交平面内计算：

(8)

其中，表示两个横向载荷方向；、为支承反力的有符号值，为外载荷的有符号值，单位均为 N。为与式（8）的写法一致，各横向方向上的外载荷正向取为相应支承反力正向的反向，图 2 中的箭头须按此约定换算。、为支承跨距、沿轴向的截面位置和载荷位置，单位为 mm；为相应载荷平面内的弯矩，、分别为合成弯矩、内转矩和外加转矩，单位为 N·mm。转矩按截面平衡取号。危险截面还应结合轴肩、键槽和截面尺寸确定。

轴承的基本寿命与静载判据为：

(9)

其中，为轴承当量动、静载荷，为由支承反力及轴向定位方式确定的轴承径向、轴向载荷，区别于式（2）的齿轮啮合力；、为基本额定动、静载荷，以上载荷单位均为 N。、、按具体轴承资料选取，并执行其分段或取大规则；为转速，单位为 r/min；、为基本额定寿命和要求寿命，单位为 h；球轴承取，滚子轴承取；为静安全系数。该寿命关系适用于相应额定条件下的计算评价。

表 4 轴承与连接设计表

对应轴段或部位	标准件规格	配合依据	当量载荷	寿命或连接承载校核	判定
输入轴轴段	尚未确定	实际轴段直径、载荷方向及定位方式	须由支承反力计算	按额定载荷与要求寿命评价，同时检查静载安全要求	未完成
输出轴轴段	尚未确定	实际轴段直径、载荷方向及定位方式	须由支承反力计算	按额定载荷与要求寿命评价，同时检查静载安全要求	未完成
齿轮与轴连接部位	连接形式尚未确定	轮毂、轴段及拆装要求	采用该处传递转矩	按最终连接形式校核	未完成

表注：42 mm 为给定轴径约束，不能据此认定标准轴承内径或全部轴段直径已经确定。

现有记录未给出最终支承位置、载荷位置及相应支承反力、弯矩与转矩曲线，因此式（8）尚未形成数值计算结果；必要的轴系刚度或动力学分析也尚未形成验证记录。表 3 和表 4 中的承载与寿命判定须在上述输入明确后完成。

4.3 模型验证与文件追溯

验证记录显示，STEP 经 CadQuery/OpenCascade 重新导入后，读取状态为 `IFSelect\_RetDone`，转入根对象数为 1，边界表示（BRep）有效性检查通过。零件数与实体数均为 10；根对象数与零件数属于不同层级的统计指标。

表 5 模型组成核对表

统计对象	零件编号与名称	数量	简化状态	核对范围
模型零件汇总	验证记录未逐项列示	10 个零件	未逐项记录	支持总数核对
模型实体汇总	不作为零件编号	10 个实体	BRep 有效	支持实体总数核对

本文对“模型组成核对表”所列内容的分析见表 5。

表注：本表仅报告验证记录支持的汇总结果，不据此推定十个零件的具体名称、数量分配或一一对应关系。

表 6 几何验证与文件追溯表

检查对象	方法	阈值或判据	实际结果	覆盖限制	对应文件
STEP 重开	CadQuery / OpenCascade 重新导入	读取及转入成功	读取成功，转入根对象 1 个	不等同于源脚本再生成	对应校验值的 STEP
实体有效性	BRep 检查	有效	通过	不证明装配无干涉	同上

检查对象	方法	阈值或判据	实际结果	覆盖限制	对应文件
零件及实体数量	导入后统计	与组成记录对应	零件 10 个、实体 10 个	未逐项核对明细	同上
外形包络	三轴包围盒比较	各方向容差 0.1 mm	360×260×240 mm；记录误差均为 0 mm	仅覆盖总体包络	同上
安装孔、壁厚及关键间隙	专项几何检查	按相应设计约束判定	现有记录未覆盖	不作符合性结论	未建立专项结果对应关系
装配干涉	实体相交及装配关系专项检查	区分预期配合与非预期干涉	现有记录未覆盖	不作装配无干涉结论	未建立专项结果对应关系
真实齿形啮合	真实齿形及运动过程专项检查	核对根切、齿顶厚度、重合度及运动干涉	现有记录未覆盖	不作真实啮合合格结论	未建立专项结果对应关系
源脚本及参数一致性	再生成与文件比对	版本和参数一致	现有记录未覆盖	不认定完整交付验证通过	尚无对应校验记录

本文对“几何验证与文件追溯表”所列内容的分析见表 6。

表 注：上述已验证 STEP 的 SHA-256 为`fddc6841e303515abf4bbde2200b16f77287e00c776ffa12d13bc6486ad4dff2`；验证记录未列明软件版本与文件版本号。

外形包络检查在 0.1 mm 容差下通过，表明该文件满足已检查的总体尺寸要求。模型状态为尺寸驱动初步模型，几何有效性不提供材料、强度、配合、公差和加工工艺的合格证明。现阶段可确认的结果限于上述文件及检查范围，齿形啮合、局部装配关系和承载能力仍须通过各自的计算与专项检查建立判定。

5 讨论

本设计的关键在于传动参数、轴系结构与箱体空间能否同时满足约束。依据已有几何验证记录，对应 STEP 文件重新导入成功，边界表示（BRep）有效，包含 10 个零件和 10 个实体，外形包络在 0.1 mm 检查容差内与 360 mm×260 mm×240 mm 目标一致。这些结果支持该尺寸驱动初步模型的文件可读性、实体有效性和外形符合性，但尚不足以判断完整传动系统的工程可行性。

尺寸语义对方案判断具有直接影响。开题报告指出，若 150 mm 为大齿轮分度圆直径，则在传动比为 4 时，小齿轮分度圆直径为 37.5 mm；若 42 mm 又被解释为小齿轮安装孔直径，常规套装结构便存在几何冲突。该问题发生在承载校核之前，不能通过提高材料强度消除。整体齿轮轴可以作为候选结构，但仍需辨明 42 mm 约束对应的轴段，并检查齿根截面与过渡部位，不能仅凭取消轴孔认定方案成立。

齿宽与支承布局也需联合评价。按照开题报告提出的候选解释，若 60 mm 为有效齿宽，且小齿轮分度圆直径为 37.5 mm，应重点检查齿向载荷分配对轴系变形的敏感程度。齿宽能否充分参与承载，取决于支承位置、轴的挠曲及装配误差等条件。因此，后续结构收敛应使齿宽选择、支承跨距与必要的刚度校核相互对应，不能只根据名义齿宽判断承载裕量。

承载结论还受工况假设约束。任务书给出的功率和转速可用于确定名义转矩，但齿轮疲劳、轴危险截面和轴承寿命分别需要材料、载荷系数、支承位置及使用时间等条件。某一部件满足其判据，并不自动意味着其他部件满足要求；效率假设对应的输出转矩也不能表述为实测性能。设计评价应保留各项判据及其适用条件，使结构修改能够追溯到受影响的计算环节。

现有几何检查与装配检查之间仍有明确界限。10 个零件和 10 个实体说明文件组成，不能单凭数量认定附件齐全或装配关系正确；外形包络符合目标，也不能推导出 12 mm 壁厚、14 mm 安装孔和 18 mm 底部间隙均已满足要求。上述局部尺寸需按各自基准独立检查，实体相交则需结合配合意图区分预期配合与非预期干涉。真实齿形啮合及运动过程中的干涉同样需要专项验证。

参数化方法的工程价值取决于文件之间的对应关系。验证记录中的 STEP 校验值能够标识所检查的文件版本，但不能单独证明源脚本可再生成相同模型。后续复核应围绕同一参数版本执行再生成，并核对 STEP、参数文件、零件表和验证报告。加工前还需完成材料、配合、公差、工艺及装配复核。由此，当前模型可作为进一步协调尺寸与结构的数字基础，其适用范围仍限定于已完成的几何检查，效率、温升、噪声和实际寿命尚须相应运行试验评价。

6 结论与展望

本文围绕单级圆柱齿轮减速器的传动要求与尺寸约束，建立结合约束分析、传动计算、承载校核、结构设计及参数化 CAD 几何验证的设计与复核框架。当前已完成条件性约束分析、运动动力参数推算及已有模型几何验证记录的核对，结论主要涉及约束兼容性的条件判断，以及初步模型的文件可读性、实体有效性和外形符合性，尚不能认定全部设计要求均已满足。

约束分析表明，轮径与轴径的作用对象直接影响方案成立条件。按开题报告中的解释，若 150 mm 为大齿轮分度圆直径，传动比 4 对应的小齿轮分度圆直径为 37.5 mm；若 42 mm 同时指其安装孔直径，常规套装结构存在冲突。因此，必须先确定尺寸语义，再选择齿轮与轴的连接结构，整体齿轮轴方案仍需检验齿根及过渡截面。

已有验证记录表明，对应 STEP 文件重新导入成功，边界表示 (BRep) 有效，包含 10 个零件和 10 个实体，外形包络在 0.1 mm 检查容差内与 360 mm×260 mm×240 mm 目标一致。该结果支持尺寸驱动初步模型的文件可读性、实体有效性及外形符合性，结论限于记录覆盖的检查项目。

后续应先落实轮径、轮宽、轴径和底部间隙的尺寸基准，明确材料、载荷与寿命条件，逐项完成齿轮强度、轴强度与必要的刚度、轴承寿命及连接承载能力校核。随后对安装孔、壁厚、关键间隙和装配干涉开展专项检查，补充真实齿形的啮合验证，并记录判据与实际结果。

文件复核应在同一参数版本下执行源脚本再生成，核对 STEP、参数文件、零件表及验证报告的一致性。加工前还需完成配合、公差和工艺审查；具备样机条件后，可制定效率、温升和噪声试验方案，明确工况、仪器及评价指标，再评价实际运行性能。

参考文献

- [1] 毛航宇, 王健旭, 高宇轩, 易帅. 基于遗传算法的斜齿轮减速器传动优化设计. 智能城市应用. 2025. 8. 9. 78. <https://doi.org/10.33142/sca.v8i9.17954>
- [2] 陈杰. 齿轮减速机在喷灌机驱动系统中的适配性选型分析. 工程管理. 2026. 7. 2. 131. <https://doi.org/10.32629/jpm.v7i2.8754>
- [3] WANG Cheng. Determination of Power Flow and Calculation of Transmission Efficiency for 2K-H Closed Epicyclic Gear Train. Journal of Mechanical Engineering. 2023. <https://doi.org/10.3901/jme.2023.13.059>

- [4] Dong Xiang, Wei Yaozhong, Shen Yinhua. Research on Thermal Network Modeling and Temperature Calculation Method for Wind Turbine Gearbox Lubrication Oil Temperature Overrun Fault. *Journal of Mechanical Engineering*. 2022. <https://doi.org/10.3901/jme.2022.09.119>
- [5] TONG Shuguang, JIANG Yibo, YANG Xianmiao. State of Art of Dynamic Performance Design of Gear Transmission System and Its Applications. *Journal of Mechanical Engineering*. 2025. <https://doi.org/10.3901/jme.2025.11.140>
- [6] XU Ziyang, WEI Jing, WEI Haibo. Dynamics Model of Thin-walled Gears Considering Elasticity and Its Traveling Wave Vibration Characterization. *Journal of Mechanical Engineering*. 2024. <https://doi.org/10.3901/jme.2024.11.296>
- [7] 何宇哲, 明刘, 强李, 李奇峰, 杨周. 风电机组齿轮传动系统高速级轴承动态特性. *电子通信与计算机科学*. 2025. 7. 5. 235-237. <https://doi.org/10.37155/2717-5170-0705-76>
- [8] 施振凯. Structural Design and Gear Transmission System Simulation of Collaborative Robots. *Modeling and Simulation*. 2024. 13. 01. 549-562. <https://doi.org/10.12677/mos.2024.131054>
- [9] Intelligent Generative Design—A New Mechanical Design Concept. *Journal of Mechanical Engineering*. 2025. 61. 24. 267. <https://doi.org/10.3901/jme.2025.24.267>
- [10] Jozef Jenis, Jozef Ondriga, Slavomír Hrček, František Brumerčík, Matúš Čuchor, Erik Sádovský. Engineering Applications of Artificial Intelligence in Mechanical Design and Optimization. *Machines*. 2023. <https://doi.org/10.3390/machines11060577>
- [11] Randi Wang, Vadim Shapiro, Morad Behandish. Model Consistency for Mechanical Design: Bridging Lumped and Distributed Parameter Models with A Priori Guarantees. *arXiv*. 2023. <https://doi.org/10.1115/1.4064810>

附录 A 资料与证据说明（系统附注）

本说明由系统自动生成。本交付仅以用户提供材料和服务端已核验记录为边界。缺少可核验来源、原始数据、明确样本或可复现实验/分析记录的内容，不得视为已证实事实、实证结果、统计发现或因果结论。

提交或引用前，应补充并核对原始来源、获取日期、数据文件、样本口径和分析记录。