

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und
Thermodynamik



Technische Universität Graz
Fakultät Maschinenbau

Konstruktion und Auslegung eines schadstoffarmen 2-Takt Hochleistungsmotors mit Direkteinspritzung

DIPLOMARBEIT

Stefan Stanzer

Matrikelnummer: 0630372

Studienkennzahl: F 704

Einreichdatum: 15.12.2011

Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler

Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger

Geheimhaltung bis Dezember 2013

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen eines Industrieprojektes, am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung.

Für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit sei dem Institutsvorstand Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Leiter des Forschungsbereichs Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger recht herzlich gedankt.

Ein besonderer Dank geht an meinen Betreuer und Projektleiter Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler, für die Motivation und die hervorragende fachliche Unterstützung bei der Durchführung der Diplomarbeit. In diesem Zusammenhang gilt mein Dank auch Hr. Dipl.-Ing. Roland Oswald.

Der Dank geht ebenso an Dipl.-Ing. Michael Lang, für die Hilfestellung im Umgang mit dem verwendeten CAD- Programm und seiner Beteiligung an der Konstruktion.

Allen Mitarbeitern des Institutes, insbesondere der/den am Projekt beteiligten Konstrukteurin/Konstrukteuren, Ing. Stefanie Hofbauer, Markus Maier, Markus Peer und Thomas Schröckeneder, möchte ich für die ausgezeichnete Zusammenarbeit danken.

Im Besonderen geht der Dank an meine Eltern, die mich während des gesamten Studiums unterstützt haben. Meinen Geschwistern und Freunden danke ich für die Abwechslung in dieser Zeit.

Stefan Stanzer

Kurzfassung

Die vorliegende Diplomarbeit stellt den vierten Teil – die Konstruktion und Auslegung eines 2-Takt Hochleistungsmotors – aus einem Industrieprojekt dar. Dieser Motor soll in einem, für den schweren Geländeeinsatz tauglichen, Motorrad verbaut werden und in seiner Leistung und Laufruhe den Mitbewerbern überlegen sein. Die Konstruktion erfolgte auf Basis der Ergebnisse aus Simulation und Prüfstandsversuch. Dabei ist großes Augenmerk auf die Unterbringung einer Ausgleichswelle im äußerst beschränkten Platzangebot gelegt worden. Der Elektro-Starterantrieb musste unter der Verwendung von Gleichteilen in einer besonders robusten und kostengünstigen Ausführung eingebunden werden, da dieser die einzige Startmöglichkeit bietet. Des Weiteren wurde in dem Motor ein Sechsganggetriebe, anstatt des im Vorgängermodell verbauten Fünfganggetriebes, verwendet. Dieses Sechsganggetriebe ist aus einem bestehenden 4-Takt Motor übernommen worden und musste im Schaltmechanismus an die neuen Gegebenheiten angepasst werden. Die neu konstruierten, die abgeänderten und die übernommenen Motorteile wurden schließlich zum Gesamtmotor im CAD-Programm zusammengebaut und dem Prototypenbau übergeben.

Abstract

This thesis covers the design and layout of a 2-stroke high performance engine. The results from simulation and test bench analyses should be integrated in the engine resulting in performance and smoothness easily outmatching the competitors. Given the extremely restricted space, a balance shaft is integrated. The electric-drive starter is designed in a robust and cost effective way, as it offers the only possibility of starting. The use of existing parts, if possible, is also indispensable in this context. Whereas the previous model used a five-speed gearbox, the new engine is equipped with a six-speed gearbox, which has been taken from an existing 4-stroke engine; therefore adaptations of the shifter mechanism to the new conditions are necessary.

The newly designed, modified and adopted parts are assembled in a CAD-program and transferred to the prototyping manufacturer.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

.....
Datum

.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Inhalt

1	Einleitung	9
1.1	Projektbeschreibung	9
1.2	Ausgangssituation.....	9
1.3	Aufgabenstellung	13
1.4	Allgemeine Bemerkung	13
2	Theorie.....	14
2.1	Allgemeine Theorie zur Produktentwicklung und zur Konstruktion	14
2.1.1	Der Produktlebenszyklus.....	14
2.1.2	Geschichte zum Produktentwicklungsprozess [6].....	15
2.1.3	Elemente der Entwicklungs- und Konstruktionsarbeit [4].....	15
2.1.4	Konstruktionsarten [5].....	17
2.2	Der Kurbeltrieb.....	18
2.2.1	Die Kinematik des Kurbeltriebes	19
2.2.2	Kinematik des geschränkten Kurbeltriebs [5].....	21
2.2.3	Triebwerkskräfte [6].....	22
2.2.4	Massenausgleich beim Einzylindertriebwerk.....	24
2.3	Zahnradgetriebe	29
2.3.1	Allgemeines zu Geradstirnrädern mit Evolventenverzahnung.....	29
2.3.2	Profilverschiebung	30
2.3.3	Auslegung von Geradstirnrädern.....	30
2.3.4	Bezugsprofile der Evolventenverzahnung, Werkzeug-Bezugsprofile	33
2.4	Wälzlager [10]	34
2.4.1	Auslegung.....	34
2.4.2	Lagerreibung	36
2.4.3	Eignung für hohe Drehzahlen	37
3	Anhaltspunkte für die Motorkonstruktion	38
3.1	Lagerung	38
3.2	Gusskonstruktion	39
3.2.1	Rippen in Gussteilen	39
3.3	Verschraubungen	40
4	Konstruktion und Auslegung	41

4.1	Konstruktionsrichtlinien	41
4.1.1	Lagerichtige Konstruktion.....	41
4.2	Das Motorskelett.....	42
4.3	Wellenanordnung.....	43
4.4	Kurbeltrieb.....	45
4.4.1	Kurbelwelle	45
4.4.2	Pleuel.....	47
4.4.3	Kolben	48
4.5	Ausgleichswelle.....	49
4.5.1	Variante 1	50
4.5.2	Variante 2	50
4.6	Konstruktion der Ausgleichswelle.....	51
4.6.1	Beschreibung der Konstruktion.....	52
4.7	Auslegung der Ausgleichswelle	53
4.7.1	Berechnung des Ausgleichsgrads.....	53
4.7.2	Bewertung des Massenausgleichs	55
4.7.3	Berechnung der Lagerkräfte.....	58
4.7.4	Lebensdauernachweis der Lager	60
4.7.5	Berechnung des Antriebsmomentes bzw. der Antriebsleistung.....	61
4.7.6	Wellenberechnung.....	62
4.7.7	Ritzel	66
4.8	Primärtrieb.....	66
4.8.1	Geometrie	67
4.8.2	Ritzel	67
4.8.3	Rad	69
4.9	Starterantrieb	70
4.9.1	Änderungen im Starterantrieb	72
4.9.2	Rotor, Stator, Pick Up Sensor	72
4.10	Getriebe	73
4.11	Kupplung	75
4.11.1	Funktion	75
4.11.2	Kupplungsbetätigung	76
4.11.3	Kupplungsaktuator	77
4.12	Schaltmechanismus	78

4.12.1	Analyse des Schaltmechanismus.....	79
4.12.2	Geometriedaten zum Schaltmechanismus.....	81
4.12.3	Änderungen an den Bauteilen des Schaltmechanismus	81
4.12.4	Baugruppe des geänderten Schaltmechanismus.....	85
4.13	Zylinder	86
4.13.1	Allgemeine Beschreibung des Zylinders.....	86
4.13.2	Gaswechselkanäle	88
4.13.3	Wassermantel	88
4.13.4	Auslasssteuerung.....	89
4.13.5	Zylinderbaugruppe	90
4.14	Zylinderkopf.....	91
4.15	Kurbelgehäuse	92
4.15.1	Allgemeines zum Kurbelgehäuse.....	92
4.15.2	Rechtes Kurbelgehäuse	93
4.15.3	Linkes Kurbelgehäuse	96
4.15.4	Position des Zylinders und der Einlassmembran	97
4.15.5	Kurbelkammer.....	98
4.15.6	Motoraufhängungspunkte.....	100
4.15.7	Wasserkanal	101
4.15.8	Verschraubung und Passhülsen.....	102
4.15.9	Rechter Kurbelgehäusedeckel	103
4.15.10	Linker Kurbelgehäusedeckel	106
4.16	Getriebschmierung.....	107
4.16.1	Schmierung der Eingangswelle.....	108
4.16.2	Schmierung der Ausgangswelle.....	109
4.16.3	Ölfüllmenge.....	111
5	Gesamtmotor	112
5.1	Zusammenfassung	115
6	Anhang	116
7	Verzeichnisse.....	136
7.1	Tabellenverzeichnis	136
7.2	Abbildungsverzeichnis	137
7.3	Literaturverzeichnis	141

1 Einleitung

2-Takt Motoren werden nach wie vor in Zweirädern verbaut. Die Gründe dafür sind unter anderem in der höheren Hubraumleistung und dem gleichförmigeren Drehmomentverlauf gegenüber den 4-Takt Motoren zu finden. Die Einhaltung der zukünftigen Abgasvorschriften gestaltet sich jedoch schwierig, da durch den offenen Gaswechsel zum Teil große Spülverluste entstehen. Somit sind bei diesen Motoren außer der Abgasnachbehandlung noch Maßnahmen in der Gemischaufbereitung notwendig, um die Grenzwerte einhalten zu können.

Für die Zweiradhersteller bedeutet dies vielfach eine Neukonstruktion dieser Motoren, in denen die Gemischbildungseinrichtung von der Vergaserbauart auf eine Einspritzung umgestellt werden muss.

1.1 Projektbeschreibung

Bei der vorliegenden Diplomarbeit handelt es sich um ein Industrieprojekt eines Motorradherstellers, der im Folgenden als Auftraggeber bezeichnet wird. Die Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik mbH bekam den Auftrag für dessen Durchführung.

Das Projekt umfasst die Neukonstruktion eines 300 cm³, wassergekühlten, 2-Takt Hochleistungsmotors mit Niederdruck- Direkteinspritzung. Dieser Motor soll in einem für den schweren Geländeeinsatz tauglichen Motorrad verbaut werden und durch höhere Leistung und bessere Laufruhe den Mitbewerbern überlegen sein.

Das Ziel der Arbeit ist es, den Motor soweit zu bearbeiten, dass dieser als Prototyp gefertigt werden kann. Das soll unter Berücksichtigung der aktuellen Vorentwicklungsergebnisse aus Simulation und Prüfstand erfolgen. Die Rahmenbedingungen aus dem Lastenheft, insbesondere das Platzangebot vom vorgegebenen Rahmen, sind dabei einzuhalten. Auf die Verwendung von Gleichteilen ist nach Möglichkeit ebenso zu achten.

1.2 Ausgangssituation

Als Referenzmotor dient ein 300cm³, 2-Takt Motor, dessen Eckdaten in Tabelle 1.1 zusammengefasst sind.

Motor

Bauart	Einzylinder, Zweitakt
Bohrung	72 mm
Hub	72 mm
Pleuellänge	125 mm
Hubraum	293,1 cm ³
Verdichtungsverhältnis 2-Takt	7,48:1
max. Leistung	33 kW @ 8700 min ⁻¹
max. Drehmoment	39 Nm @ 7800 min ⁻¹
Gemischbildung	Vergaser

Getriebe

Primärübersetzung	2,555
1.Gang	2,142
2.Gang	1,750
3.Gang	1,437
4.Gang	1,210
5.Gang	1,053
Seite der Antriebskette	rechts

Tabelle 1.1: Eckdaten des Referenzmotors

In vorangegangenen Arbeiten wurden zwei verschiedene Motorkonzepte ausgearbeitet und dem Auftraggeber präsentiert. Der in Abbildung 1.1 dargestellte Motor zeigt ein koaxiales Konzept, bei dem der Lagerpunkt der Schwinge (durch zwei gekreuzte Linien gekennzeichnet) mit der Achse des Antriebsritzels zusammenfällt. Abbildung 1.2 zeigt die konventionelle Bauart, dabei befindet sich das Antriebsritzel vor der Schwingenlagerung.

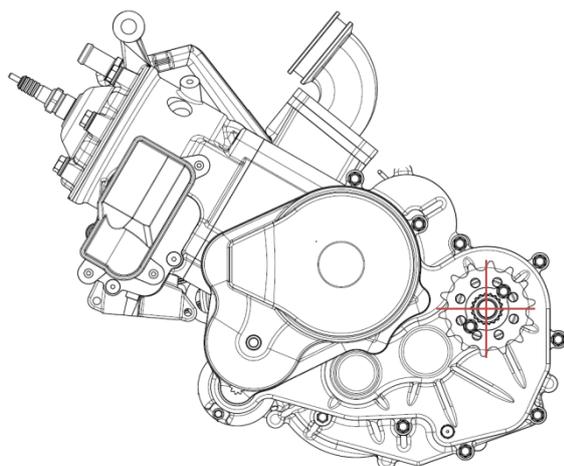


Abbildung 1.1: koaxiales Konzept [1]

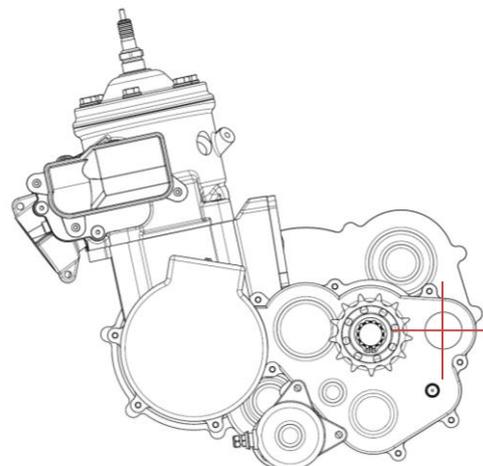


Abbildung 1.2: konventionelles Konzept [1]

Die Entscheidung des Auftraggebers fiel auf das konventionelle Konzept. Allerdings musste im Vergleich zum Konzept, welches sehr einfach gehalten war, noch Änderungen vorgenommen werden. So musste eine Ausgleichswelle integriert werden und das Startersystem auf eine robuste Elektrostarterlösung reduziert werden (Wegfall des Kickstarters). In Tabelle 1.2 sind die wichtigsten Anforderungen an den neuen Motor zusammengefasst.

Motor

Bauart	Einzylinder, Zweitakt
Bohrung	72 mm
Hub	72 mm
Hubraum	293 cm ³
min. Leistung (offene Version)	39 kW @ 8000 - 8500 min ⁻¹
min. Leistung (homologierte EURO 4)	27 kW @ 7500 - 8000 min ⁻¹
min. Drehmoment (offene Version)	~45 Nm @ 7500 - 8500 min ⁻¹
min. Drehmoment (homologiert EURO 4)	~35 Nm @ 7000 - 8000 min ⁻¹
Gemischbildung	Niederdruck Direkteinspritzung
Startmöglichkeit	nur über Elektro-Starter

Getriebe

Anzahl der Gänge	6
Seite der Antriebskette	links

Tabelle 1.2: Anforderungen an den neuen Motor

Für beide Konzepte wurde eine Niederdruck- Direkteinspritzung vorgesehen, welche für einen 50 cm³ 2-Takt Motor entwickelt wurde und auf den neuen Motor übergeführt werden soll. Mit dieser Einspritzung können zwei Gemischbildungsverfahren realisiert werden. Einerseits das direkte Einspritzen in den Brennraum während der Ladungswechselphase (Abbildung 1.3), andererseits das Einspritzen durch die Kolbenfenster ins Kurbelgehäuse (Abbildung 1.4), wodurch eine geschichtete Spülung erreicht werden kann.

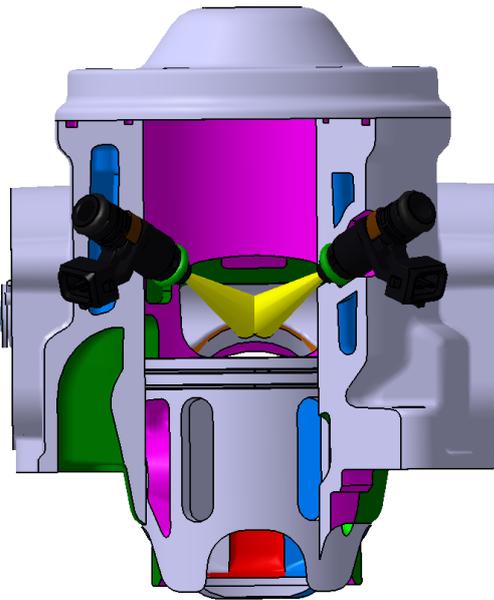


Abbildung 1.3: Direkte Einspritzung [2]

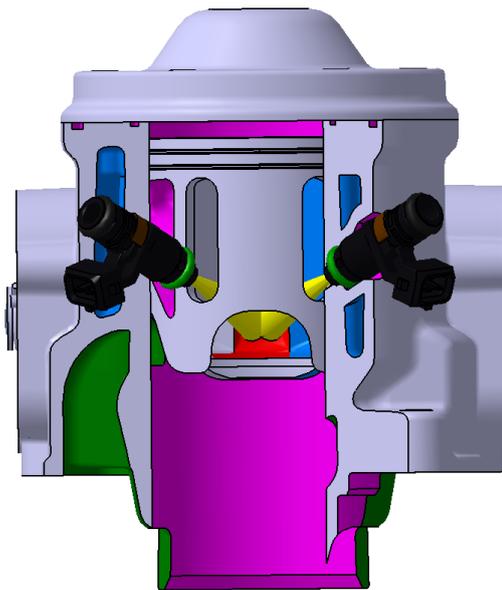


Abbildung 1.4: Geschichtete Einspritzung [2]

In der Vorentwicklung wurden die Kanäle des Zylinders simuliert und im Prüfstandsversuch erprobt. Der Wassermantel und der Auspuff wurden ebenfalls vorausgerechnet. Die Ergebnisse daraus sind in den Diplomarbeiten [3], [4] dokumentiert.

Nachdem der Auftraggeber bereits ein 6-Gang Getriebe für ein anderes Modell in Verwendung hat, wurde dieses vorab auf Verwendbarkeit im neuen Motor geprüft und als geeignet angesehen. Der Rahmen des Motorrades wird vom Auftraggeber selbst konstruiert und war anfangs noch nicht verfügbar. Dieser sollte jedoch hinsichtlich Platzangebot einem bestehenden ähnlich sein. Mit diesem bestehenden Rahmen konnte die Konstruktion gestartet werden.

1.3 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung dieser Arbeit war es, den Motor mithilfe des 3D-CAD-Programmes CATIA® V5 R16 zu konstruieren. Die Konstruktion gliedert sich in folgende Hauptpunkte.

- Erstellung eines parametrisierten Motorskeletts
- Ausarbeitung verschiedener Wellenanordnungen
- Konstruktion und Auslegung der Ausgleichswelle
- Einbindung eines geeigneten Starterantriebes für den Elektro-Starter unter Berücksichtigung der Gleichteilverwendung
- Fertigungsgerechte Konstruktion der neuen Teile, insbesondere der Kurbelgehäuse
- Zusammenbau der Einzelteile zum Gesamtmotor

Die Konstruktion und Auslegung wurde in Zusammenarbeit mit dem Auftraggeber und den Mitarbeitern des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt.

1.4 Allgemeine Bemerkung

Bei Gleichungen, Berechnungen und Daten ohne Angabe der Einheit, wurden jene aus dem SI- System verwendet.

2 Theorie

2.1 Allgemeine Theorie zur Produktentwicklung und zur Konstruktion

2.1.1 Der Produktlebenszyklus

In Abbildung 2.1 sind die Arbeitsbereiche von Ingenieuren schematisch dargestellt. Diese können nicht isoliert gesehen werden, sondern stehen in mehr oder weniger starkem Zusammenhang zueinander. In der Produktentwicklung werden vielfach Schleifen durchlaufen, um erwartete Eigenschaften eines Produktes zu erzielen.

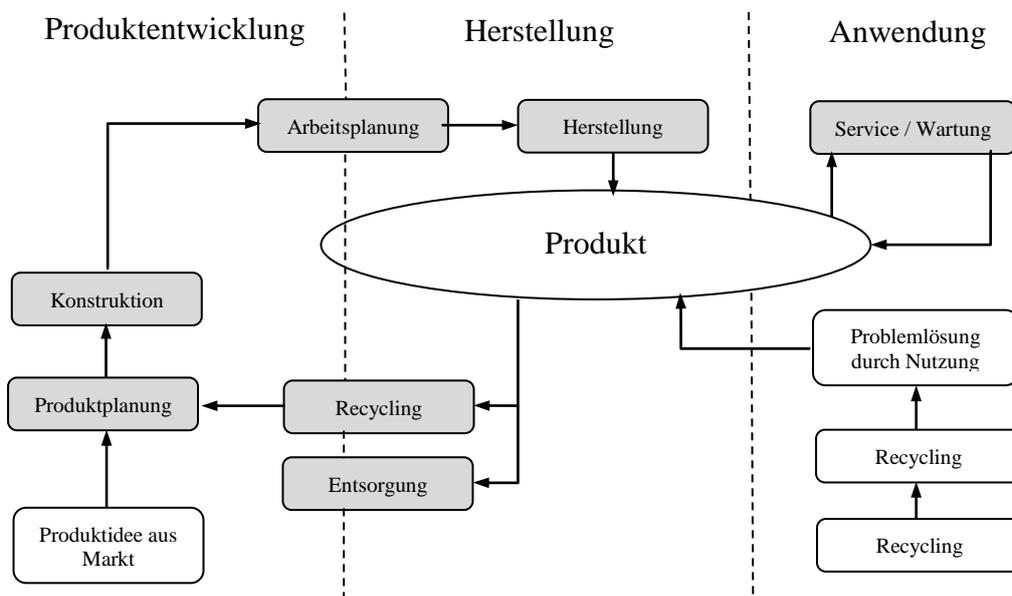


Abbildung 2.1: Teilaufgaben der Ingenieursarbeit (grau) im Produktlebenszyklus [5]

Die Konstruktion ist im Bereich der Produktentwicklung angesiedelt und bestimmt dominierend die Selbstkosten eines Produktes (ca. 70%), verursacht aber – im Vergleich zu anderen Bereichen – nur einen geringen Teil der gesamten Kosten (ca. 6%) [5].

2.1.2 Geschichte zum Produktentwicklungsprozess [6]

Der Produktentwicklungsprozess wurde in den 1960er Jahren durch den Einsatz von Computertechnologie und Informationstechnologie einem entscheidenden Wandel unterworfen. Im Folgenden sind die Meilensteine angeführt.

- 1960-1980: Technische Berechnungen mit Hilfe zentraler Rechnerkapazitäten
- 1970- 1990: Rechnerunterstützte Konstruktion (Computer Aided Design – CAD), 2D-CAD als Ersatz des Zeichenbrettes
- 1985-1995: Computerunterstütztes Engineering (Computer Aided Engineering – CAE), Aufbau erster virtueller Prozessketten, Funktionsbewertung einzelner Disziplinen durch Berechnung/Simulation
- 1990-2000: 3D-CAD im Entwicklungsprozess als verbindliche Daten
- 1995-2005: Simultaneous Engineering mit Zusammenführung aller Produktdisziplinen im Digital Mock-Up (DMU). Konstruktionsbegleitende Berechnungen. Informations- und Produkt- Daten- Management
- 2005-2010: Simulationsgestützte Bauteilentwicklung zur Optimierung funktions- und fertigungsorientierter Produkteigenschaften über dem gesamten Lebenszyklus. Ganzheitliche Betrachtung des Produktentstehungsprozesses. Collaborative Engineering. Wissensmanagement
- 2005-2015: Integration Unternehmens-Know-how in den Produktentstehungsprozess

2.1.3 Elemente der Entwicklungs- und Konstruktionsarbeit [5]

Abbildung 2.2 zeigt die einzelnen Phasen in der Konstruktionsarbeit. In jeder Phase ist ein Zurückgehen zu der vorherigen oder zu einer schon länger zurückliegenden möglich.

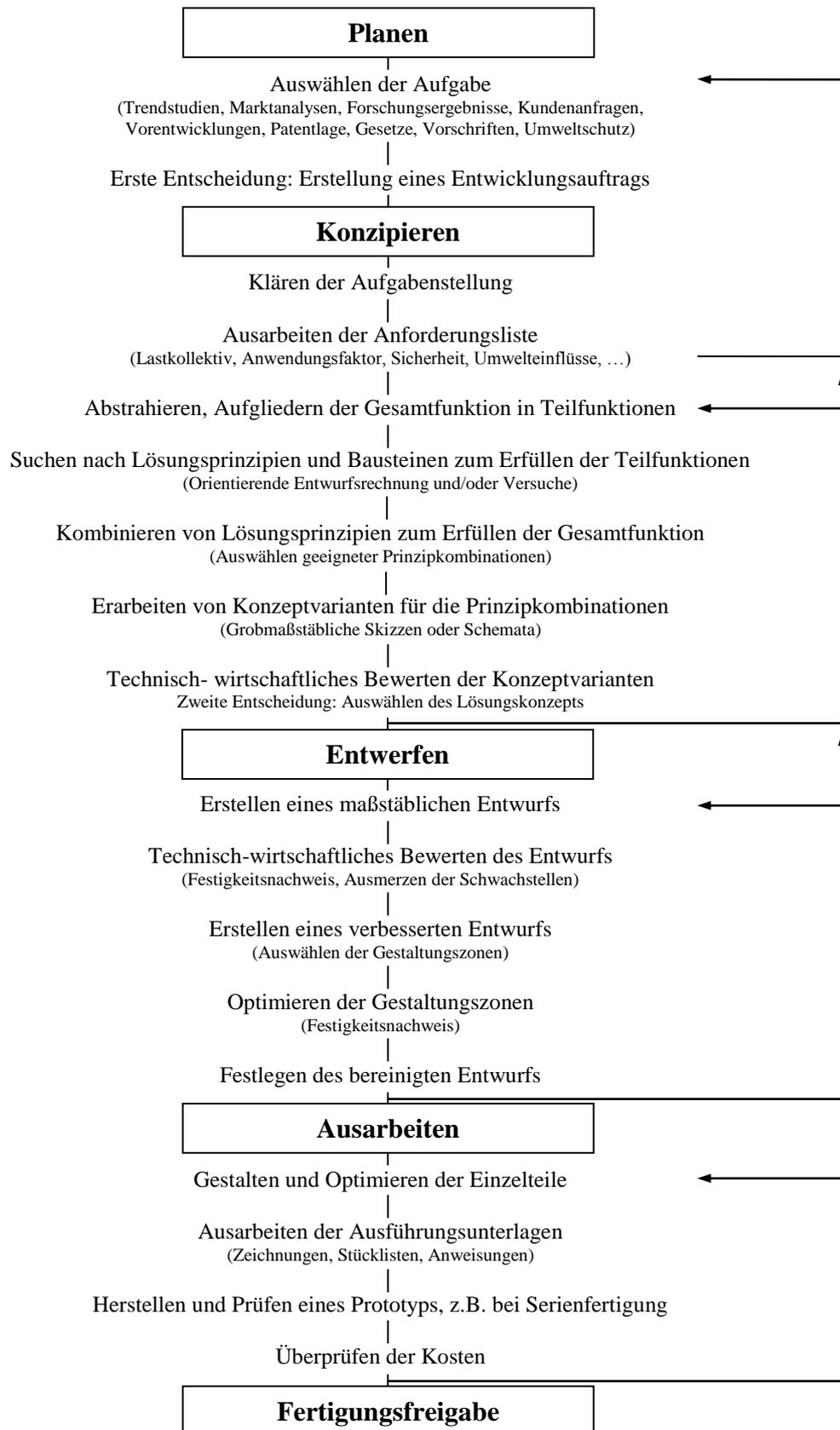


Abbildung 2.2: Phasen der Konstruktionsarbeit [5]

2.1.4 Konstruktionsarten [5]

Je nach Aufgabenstellung werden nicht immer alle Phasen der Konstruktionsarbeit durchlaufen. Man unterscheidet folgendermaßen.

- *Konstruktion mit festem Prinzip*: Arbeitsprinzip und Gestalt liegen fest, es geht im Wesentlichen um die Dimensionierung der Einzelteile, d.h. man benötigt nur die Ausarbeitungsphase.
- *Variantenkonstruktion*: Bei vorgegebenem Arbeitsprinzip (Konzept) ist die Gestalt zu verändern. Dies erfordert ein Durchlaufen der Entwurfs- und Ausarbeitungsphase.
- *Anpassungskonstruktion*: Bei feststehender Gesamtfunktion ist in Teilbereichen das Auffinden neuer bzw. zusätzlicher Lösungsprinzipien erforderlich. Es muss ein neues Konzept entworfen werden, Hier werden Teile der Konzipierungsphase und Entwurfs- und Ausarbeitungsphase durchlaufen.
- *Neukonstruktion*: Ausgehend von einem Entwicklungsauftrag sind alle Konstruktionsphasen zu durchlaufen, denn das grundlegende Arbeitsprinzip hat sich geändert.

Im Falle dieser Arbeit handelt es sich um eine Kombination aus Neukonstruktion und Anpassungskonstruktion.

2.2 Der Kurbeltrieb

Das Kurbelgetriebe war in Europa bereits im 14. Jahrhundert bekannt. Es diente zur Umwandlung der Drehbewegung (z. B. eines Wasserrades) in eine diskontinuierlich fortschreitende Bewegung (z. B. einer Drahtzieheinrichtung). Das Kurbelgetriebe wurde also bereits lange vor der Erfindung von Wärmekraftmaschinen als Bestandteil von Arbeitsmaschinen genutzt. Die Umkehrung dessen, die Anwendung des Pleuelstangen-Kurbel-Mechanismus zur Umwandlung der translatorischen Bewegung bei diskontinuierlich wirkenden Kraftmaschinen in eine Drehbewegung, hielten viele Mechaniker im 18. Jahrhundert für ungeeignet, weil die Kolbenbewegung in den Zylindern der damaligen Dampfmaschinen sehr ungleichmäßig war.

Aus diesem Grund wendete man auch bei den atmosphärischen Gasmotoren von LANGEN und OTTO komplizierte Zahnstangen-Freilaufmechanismen für die Umwandlung der geradlinigen Arbeitskolbenbewegung in eine drehende Bewegung an.

1779 ließen sich M. WASBROUGH und 1780 J. PICARD in England Pleuelstangen-Kurbel-Mechanismen für Dampfmaschinen patentieren.

Zu einer brauchbaren Lösung für die Energie- und Bewegungsübertragung führte jedoch erst die gleichzeitige Anwendung des Schwungrades als Energiespeicher, wie sie J. WATT vorsah und wie sie heute bei praktisch allen Hubkolbenmaschinen genutzt wird [6].

2.2.1 Die Kinematik des Kurbeltriebes

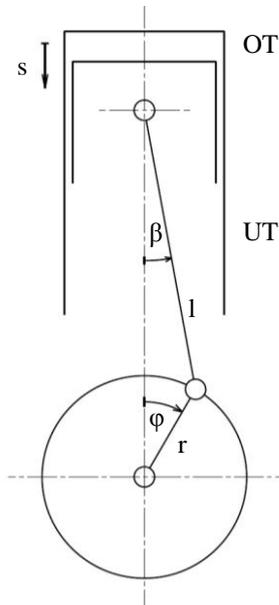


Abbildung 2.3: Skizze des einfachen Kurbeltriebes

Die Kinematik des einfachen Kurbeltriebes ist in (Gl. 2.1) beschrieben.

$$s = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\beta)$$

(Gl. 2.1)

Formelzeichen	Benennung
s	Kolbenweg
φ	Kurbelwinkel
β	Pleuelwinkel
l	Pleuellänge
r	Kurbelradius

Tabelle 2.1: Formelzeichen des einfachen Kurbeltriebes

Der Ausdruck „ $\cos\beta$ “ in (Gl. 2.1) kann als eine Funktion des Winkels φ und des Schubstangenverhältnisses λ_S dargestellt werden.

$$\lambda_S = \frac{r}{l} \quad (\text{Gl. 2.2})$$

$$s = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda_S^2 \cdot \sin^2\varphi}) \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Die Wurzel in (Gl. 2.3) kann in einer Potenzreihe entwickelt werden. In der Regel wird diese nach der zweiten Potenz abgebrochen, da es für die gängigen Schubstangenverhältnisse ($\lambda_S=0,22\dots0,31$) eine ausreichende Genauigkeit darstellt. Damit ergibt sich die vielfach verwendete Form der Näherungsgleichung für den Kolbenweg s.

$$s = r(1 - \cos\varphi) + \frac{r}{4}\lambda_S(1 - \cos 2\varphi) \quad (\text{Gl. 2.4})$$

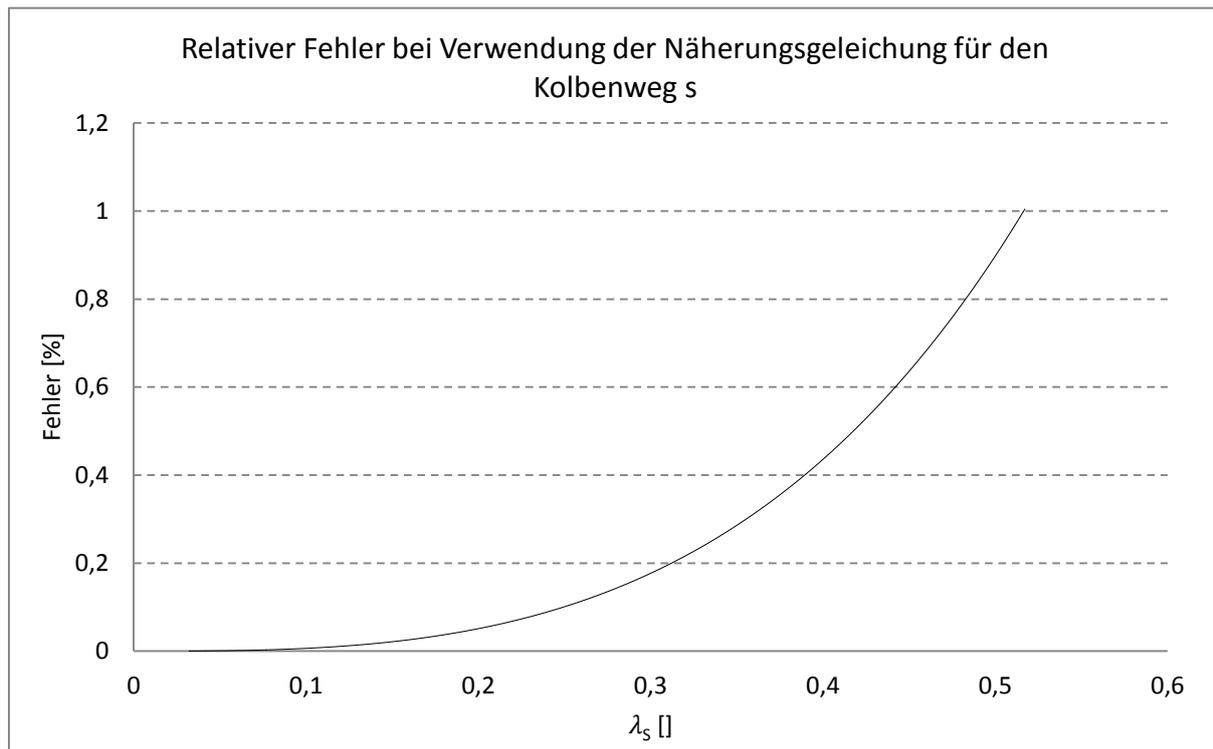


Abbildung 2.4: Relativer Fehler in Abhängigkeit vom Schubstangenverhältnis

In Abbildung 2.4 ist jener Fehler grafisch dargestellt, der durch die Anwendung der Näherungsgleichung für den Kolbenweg auftritt. Dieser ist vom Kurbelwinkel und vom Schubstangenverhältnis abhängig. Bei $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 270^\circ$ erreicht der kurbelwinkelabhängige Fehler sein Maximum. Mit wachsendem λ_s steigt auch der Fehler schnell an. Für die gebräuchlichen Schubstangenverhältnisse $\lambda_s < 0,3$ bleibt er jedoch unter 0,2%.

Durch Differentiation des Kolbenwegs nach der Zeit erhält man die Kolbengeschwindigkeit v_K .

$$\dot{s} = v_K = r \cdot \omega \cdot \sin\varphi + \frac{r}{2} \omega \cdot \lambda_s \cdot \sin 2\varphi \quad (\text{Gl. 2.5})$$

In (Gl. 2.5) ist ω die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle, diese wird als konstant angenommen. Das Maximum der Kolbengeschwindigkeit befindet sich knapp vor 90° KW bzw. knapp nach 270° KW.

Durch Differentiation der Kolbengeschwindigkeit nach der Zeit kommt man auf die Kolbenbeschleunigung a_K .

$$\ddot{s} = \dot{v}_K = a_K = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi + r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos 2\varphi \quad (\text{Gl. 2.6})$$

Die maximale Kolbenbeschleunigung liegt bei OT.

2.2.2 Kinematik des geschränkten Kurbeltriebs [6]

In Abbildung 2.5 ist ein geschränkter Kurbeltrieb dargestellt, wobei die Zylinderachse um das Maß a gegenüber der Kurbelwellenachse versetzt ist. Dies wird aus verschiedenen Gründen angewendet.

- Verbesserung der Akustikeigenschaften des Kurbeltriebs
- Reduzierung des Gleitbahndrucks des Kolbens
- aus Packaging-Gründen

Ein geschränkter Kurbeltrieb kann auch durch eine Desachsierung des Kolbenbolzens erreicht werden, dabei wird die Kolbenbolzenachse aus der Mitte des Kolbens heraus verschoben. Für die Verbesserung von Akustikeigenschaften wird das Maß a auf die Druckseite des Kolbens hin versetzt, was zur Folge hat, dass der Anlagewechsel des Kolbens im Zylinder bereits vor OT stattfindet. Zur Reduzierung des Gleitbahndrucks wird der Versatz, wie in Abbildung 2.5 dargestellt, ausgeführt. Das bewirkt eine geringere Schrägstellung des Pleuels im Arbeitshub. Der Versatz bringt auch eine geänderte Kinematik mit sich.

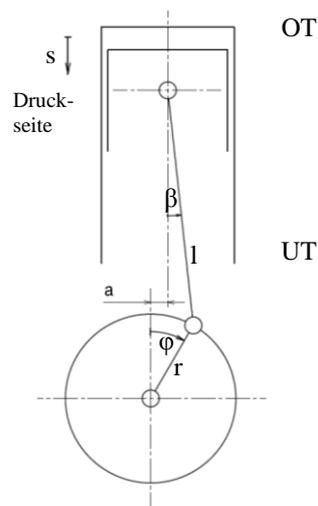


Abbildung 2.5: Skizze des geschränkten Kurbeltriebs

Durch Einführung des Schränkungsverhältnisses $\mu = \frac{a}{l}$ ergibt sich der Kolbenweg des geschränkten Kurbeltriebes zu:

$$s = r(1 - \cos\varphi) + l \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2\varphi + 2 \lambda_s \cdot \mu \cdot \sin\varphi - \mu^2} \right)$$

(Gl. 2.7)

Im geschränkten Kurbeltrieb findet eine Verschiebung vom oberen Totpunkt statt, dieser befindet sich nicht mehr bei $\varphi=0$. Der Hub verändert sich und entspricht nicht mehr dem zweifachen Kurbelradius.

2.2.3 Triebwerkskräfte [7]

Das Triebwerk wird durch Gaskräfte und Trägheitskräfte belastet. Die Gaskraft errechnet sich aus:

$$F_G = A_K \cdot p_G \quad (\text{Gl. 2.8})$$

In (Gl. 2.8) stellt F_G die Gaskraft auf den Kolben, A_K die Kolbenfläche und p_G den Gasdruck dar. Die Trägheitskräfte, welche im Motorenbau als Massekräfte bezeichnet werden, ergeben sich allgemein aus:

$$F_m = -m \cdot a \quad (\text{Gl. 2.9})$$

Die Massen des Kurbeltriebwerks führen unterschiedliche Bewegungen aus.

Der Kolben mit dem Kolbenbolzen und ggf. seinen Sicherungsringen, sowie die Pleuelringe werden zur Kolbenmasse m_K zusammengefasst und in der Pleuelbolzenmitte konzentriert betrachtet. Diese Masse führt eine hin- und hergehende Bewegung mit der Beschleunigung a_K aus. Um die Bewegung der Pleuelstange exakt beschreiben zu können, ist eine „Dreipunktaufteilung“ (Pleuelbolzenmitte, Pleuelzapfenmitte und Schwerpunkt) notwendig. Üblicherweise wird jedoch mit einer „Zweipunktaufteilung“ gerechnet, in der die Pleuelmasse m_S auf die Pleuelbolzen- und Pleuelzapfenmitte aufgeteilt wird. Dabei ergibt sich ein rotierender Massenanteil m_{Sr} und ein hin- und hergehender Massenanteil m_{Sh} der Pleuelstange.

$$m_{Sr} = \frac{l_2}{l} \cdot m_S \quad (\text{Gl. 2.10})$$

$$m_{Sh} = \frac{l_1}{l} \cdot m_S \quad (\text{Gl. 2.11})$$

Die Länge l_2 stellt den Abstand von der Pleuelbolzenmitte zum Pleuelschwerpunkt dar und die Länge l_1 jenen vom Pleuelschwerpunkt zum Pleuelzapfen. Bei der Pleuelwelle wird mit einer in die Pleuelzapfenmitte reduzierten Masse m_{Wr} gerechnet, sodass die Fliehkraft erhalten bleibt.

$$m_{Wr} = \frac{r_W}{r} \cdot m_W \quad (\text{Gl. 2.12})$$

Dabei ist m_W die Masse der Pleuelkröpfung und r_W der Abstand des Schwerpunktes zur Pleuelwellenachse. Bei der „Zweipunktaufteilung“ wird zwischen einer hin- und hergehenden und einer rotierenden Masse unterschieden. Die hin- und hergehende Masse m_h setzt sich aus

$$m_h = m_K + m_{Sh} \quad (\text{Gl. 2.13})$$

zusammen und ergibt mit der Beschleunigung a_K die hin- und hergehende Massenkraft F_h .

$$F_h = -m_h \cdot a_K = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi - m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos 2\varphi \quad (\text{Gl. 2.14})$$

F_h wird in eine Massenkraft erster Ordnung F_I und eine Massenkraft zweiter Ordnung F_{II} aufgeteilt.

$$F_I = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi \quad (\text{Gl. 2.15})$$

$$F_{II} = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_S \cdot \cos 2\varphi \quad (\text{Gl. 2.16})$$

Die Massenkraft erster Ordnung wirkt mit einfacher, die Massenkraft zweiter Ordnung mit doppelter Maschinenfrequenz in Richtung der Zylinderachse. Die rotierende Masse m_r setzt sich aus

$$m_r = m_{Wr} + m_{Sr} \quad (\text{Gl. 2.17})$$

zusammen. Diese Masse unterliegt der Beschleunigung a_r , damit ergibt sich die rotierende Massenkraft F_r aus folgender Gleichung.

$$F_r = (m_{Wr} + m_{Sr}) \cdot a_r = (m_{Wr} + m_{Sr}) \cdot r \cdot \omega^2 \quad (\text{Gl. 2.18})$$

2.2.4 Massenausgleich beim Einzylindertriebwerk

Die rotierende Massenkraft kann durch Anbringen von Gegengewichten vollständig ausgeglichen werden.

$$m_{GG} = m_r \cdot \frac{r}{r_{GG}} \quad (\text{Gl. 2.19})$$

In (Gl. 2.19) steht m_{GG} für die Masse der Gegengewichte und r_{GG} für den Schwerpunktabstand von der Kurbelwellenmitte. Die hin- und hergehende Massenkraft kann ebenfalls durch konstruktive Maßnahmen ausgeglichen werden. Das gestaltet sich jedoch im Allgemeinen schwieriger und beinhaltet oftmals Kompromisse. Es wird hier nur auf den Massenausgleich erster Ordnung eingegangen, da dieser in der Konstruktion vorkommt.

Der Ausgleich von Massenkräften erster Ordnung:1. *Teilweiser Ausgleich auf der Kurbelwelle um den Ausgleichsfaktor α , ($0 \leq \alpha \leq 1$)*

Die Massenkräfte erster Ordnung treten mit Kurbelwellendrehzahl auf und können durch Anbringen von zusätzlichen Gegengewichten (mehr als es der Ausgleich für F_r verlangt) teilweise ausgeglichen werden. Wie in Abbildung 2.6 gezeigt, entsteht dabei ein umlaufender Kraftvektor \vec{F}_{Ry} , der in die Komponenten F_{Rx} und F_{Ry} zerlegt werden kann. F_{Rx} dient zum Ausgleich von F_I und F_{Ry} bleibt als Querkraft senkrecht zur Zylinderachse zurück. Der resultierende Kraftvektor daraus bewegt sich gegen die Kurbelwellendrehrichtung und beschreibt eine elliptische Bahn. Ein vollständiger Ausgleich ist durch diese Maßnahme nicht möglich, sondern nur eine „Umlenkung“ bzw. „Verteilung“ der Massenkraft F_I . Im Extremfall ($\alpha = 1$) bewegt sich der Kraftvektor senkrecht zu Zylinderachse hin und her.

$$\vec{F}_{Ry} = -\alpha \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \vec{e}_r \quad (\text{Gl. 2.20})$$

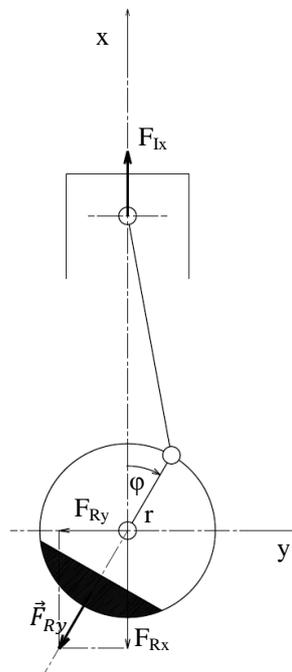


Abbildung 2.6: Teilweiser Massenausgleich durch Gegengewichte an der Kurbelwelle

Kraftellipse:

Die Summe der Kräfte in x- und y- Richtung ergeben sich zu:

$$F_x = F_{Ix} - F_{Rx} = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos\varphi(1 - \alpha)$$

$$F_y = -F_{Ry} = -\alpha \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin\varphi$$

Setzt man für

$$m_h \cdot r \cdot \omega^2 = k \tag{Gl. 2.21}$$

und quadriert F_x und F_y , so erhält man nach Umformen die folgende Gleichung.

$$\frac{F_x^2}{k^2(1 - \alpha)^2} + \frac{F_y^2}{k^2\alpha^2} = 1; \quad 0 < \alpha < 1 \tag{Gl. 2.22}$$

(Gl. 2.22) stellt eine Ellipse dar. Die Hauptachse liegt, je nach Größe von α , entweder auf der x- oder y-Koordinate. Die Lage der Hauptachse kann an die jeweilige Motoraufhängung angepasst werden. So ist eine nachgiebige Aufhängung in Richtung der Hauptachse von Vorteil, um eine möglichst geringe Übertragung der Kräfte auf das Fundament (den Rahmen) zu erhalten. Für $\alpha = 0,5$ ergibt sich ein so genannter „Normalausgleich“, dabei wird die Ellipse zu einem Kreis mit dem Radius $\frac{1}{2} \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2$.

2. Massenausgleich durch Anwendung einer Ausgleichswelle

Durch Einsatz einer Ausgleichswelle kann die verbleibende Massenkraft ausgeglichen werden. Diese Welle läuft gegen die Drehrichtung der Kurbelwelle und gleicht einerseits einen Teil von F_I aus und kompensiert andererseits die entstandene Querkraft. Da es sich um keine symmetrische Anordnung handelt, entsteht hierbei jedoch ein Kippmoment M_K .

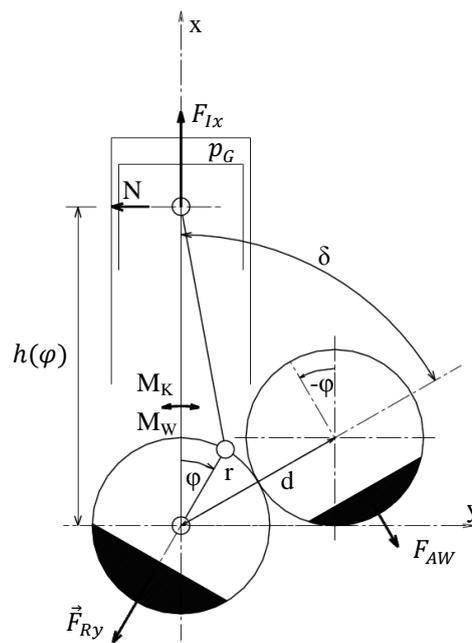


Abbildung 2.7: Massenausgleich durch eine Ausgleichswelle

Das Kippmoment um die Pleuellager berechnet sich aus:

$$M_K = F_{AW} \cdot d \cdot \sin(\varphi + \delta) \quad (\text{Gl. 2.23})$$

Die Fliehkraft F_{AW} der Ausgleichswelle ergibt sich zu:

$$F_{AW} = m_{AWr} \cdot r \cdot \omega^2 \quad (\text{Gl. 2.24})$$

Dabei ist m_{AWr} die auf den Pleuellagerradius reduzierte Masse des Ausgleichsgewichtes.

$$m_{AWr} = \frac{r_{AW}}{r} \cdot m_{AW} \quad (\text{Gl. 2.25})$$

In (Gl. 2.25) ist m_{AW} die Masse des Ausgleichsgewichtes und r_{AW} sein Schwerpunktabstand von der Drehachse. Das Kippmoment erreicht den Maximalwert, wenn F_{AW} normal zu d steht (siehe Abbildung 2.7). Eine Verringerung des Abstands d hat auch eine Verkleinerung von M_K zur Folge. Bei der Positionierung einer Ausgleichswelle kann es sich als günstig erweisen, das Wechseldrehmoment M_W zu beachten. Dieses stammt aus der über den Pleuellagerwinkel veränderlichen Pleuellagerkraft F_K .

$$F_K = F_G + F_h \quad (\text{Gl. 2.26})$$

Durch die Pleuelschrägstellung entsteht die Normalkraft N , welche über den Abstand $h(\varphi)$ das Wechseldrehmoment erzeugt.

$$N = \frac{F_K \cdot \lambda_S \cdot \sin\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_S^2 \sin^2\varphi}} \quad (\text{Gl. 2.27})$$

$$M_W = -N \cdot h(\varphi) \quad (\text{Gl. 2.28})$$

Es bieten sich für den Winkel δ Werte zwischen 0° und 30° [8] in Kurbelwellendrehrichtung gesehen an, um eine gegenseitige „Glättung“ des Verlaufs der Momente M_K und M_W zu erzielen.

Das Ausmaß des Kräfteausgleichs wird im Ausgleichsgrad A bewertet. Dieser berechnet sich mit folgender Gleichung:

$$A = \left(\alpha + \frac{m_{AWr}}{m_h} \right) \cdot 100\% \quad (\text{Gl. 2.29})$$

Damit ergibt sich die Kraftellipse zu:

$$\frac{F_x^2}{k^2(1-A)^2} + \frac{F_y^2}{k^2(A-2\alpha)^2} = 1; \quad A \neq 1 \wedge A \neq 2\alpha \quad (\text{Gl. 2.30})$$

Für den vollständigen Kräfteausgleich erster Ordnung ist es notwendig, dass $\alpha = 0,5$ und $m_{AWr} = \frac{1}{2}m_h$ ist. In diesem Fall kann (Gl. 2.30) nicht angewendet werden, da keine resultierenden Kräfte vorhanden sind.

Anmerkung: Der Faktor k (Gl. 2.21) in den beiden Kraftellipsen (Gl. 2.22) und (Gl. 2.30) muss von Null verschieden sein, um die Gleichungen anwenden zu können. Dies ist für einen – sich in Bewegung befindlichen – Kurbeltrieb ($\omega \neq 0$) gegeben. Das entspricht der Tatsache, dass im Stillstand keine Trägheitskräfte auftreten.

2.3 Zahnradgetriebe

Befinden sich zwei Zahnräder im Eingriff, so spricht man von einem Zahnradgetriebe. Diese können Drehbewegungen und Drehmomente formschlüssig übertragen. Da in der Konstruktion ausschließlich Stirnräder mit gerader Außenverzahnung vorkommen, werden hier auch nur diese beschrieben. Im Folgenden wird das treibende Zahnrad als Ritzel und das getriebene als Rad bezeichnet.

Die Übersetzung i einer Zahnradpaarung mit Außenverzahnung ist durch

$$i = \frac{+n_{an}}{-n_{ab}} = -\frac{n_1}{n_2} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{d_{w2}}{d_{w1}} \quad (\text{Gl. 2.31})$$

definiert. Wobei in (Gl. 2.31) das Ritzel einen ungeraden Index besitzt und das Minus-Zeichen zur Berücksichtigung der Drehrichtung verwendet wird. Ist die Drehrichtung nicht von Interesse, so wird mit dem Zähnezahlenverhältnis u gerechnet.

$$u = \frac{z_{Rad}}{z_{Ritzel}} \geq 1 \quad (\text{Gl. 2.32})$$

Formelzeichen	Einheit	Benennung
n	min^{-1}	Drehfrequenz
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
z		Zähnezahl
d_w	mm	Betriebswälzkreisdurchmesser

Tabelle 2.2: Formelzeichen zur Übersetzung

2.3.1 Allgemeines zu Geradstirnrädern mit Evolventenverzahnung

Die Evolventenverzahnung ist achsabstandsunempfindlich und arbeitet mit einem genormten Eingriffswinkel α von 20° . Der Teilkreisdurchmesser d ist eine rechnerische Größe und daher fehlerfrei. Der Modul m ist als Verhältnis $m = \frac{d}{z}$ festgelegt. Wenn der Achsabstand a nicht der Summe der beiden Teilkreishalbmesser r_1 und r_2 entspricht, ergibt sich ein Betriebseingriffswinkel α_w der von α verschieden ist. Bei der Herstellung von Zahnrädern mit einem Zahnstangenwerkzeug tritt bei Unterschreiten der Grenzzähnezahl z_g ein so genannter Unterschnitt auf. Der Unterschnitt schwächt den Zahn und soll möglichst

vermieden werden. Die theoretische Grenzzähnezahl beläuft sich auf $z_g = 17$ Zähne, da jedoch ein geringer Unterschnitt kaum von Bedeutung ist, ergibt sich die praktische Grenzzähnezahl z'_g mit 14 Zähnen.

2.3.2 Profilverschiebung

Die Unempfindlichkeit gegenüber der Achsabstandsänderung kann dafür genutzt werden, um in der radialen Lage des Fertigungswerkzeuges (Zahnstangenwerkzeug) – unter Berücksichtigung bestimmter Grenzen – zu variieren. Dadurch ergeben sich Abweichungen in der Zahnform und damit folgende Eigenschaften.

1. Zahnräder mit Zähnezahlen $z < z'_g$ ohne Unterschnitt herzustellen
2. Gleit- und Eingriffsverhältnisse zu verbessern
3. Fuß- und Wälzfestigkeit der Zähne zu erhöhen
4. Den Achsabstand an bestimmte Einbauverhältnisse anzupassen.

In der Fertigung werden V-Räder und Null-Räder unterschieden. Bei V-Rädern ist eine Profilverschiebung v mit dem Betrag

$$v = x \cdot m \quad (\text{Gl. 2.33})$$

vorhanden, wobei V_{plus} Räder eine Verschiebung in positiv radialer Richtung, V_{minus} Räder eine in negativ radialer Richtung (ausgehend von der Profilbezugslinie, siehe Abbildung 2.8) aufweisen. Das Formelzeichen x stellt den Profilverschiebungsfaktor dar.

2.3.3 Auslegung von Geradstirnrädern

In Tabelle 2.3 sind die zur Auslegung von Zahnradgetrieben mit außenverzahnten Geradstirnrädern notwendigen Formeln zusammengefasst. Die Durchmesser-, Radius- und Längenmaße sind auf Millimeter bezogen.

Benennung	Formel	
Geometrie		
Teilkreisdurchmesser	$d = z \cdot m$	(Gl. 2.34)
Betriebswälzkreisdurchmesser	$d_w = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	(Gl. 2.35)
Kopfkreisdurchmesser ohne Kopfkürzung	$d_a = d + 2m + 2x \cdot m$	(Gl. 2.36)
mit Kopfkürzung k	$d_{ak} = d_a - 2k \cdot m$	(Gl. 2.37)
Fußkreisdurchmesser	$d_f = d - 2m - 2c + 2x \cdot m$	(Gl. 2.38)
Vorhandendes Kopfspiel	$c = a - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} \geq c_{min}$	(Gl. 2.39)
Mindestkopfspiel	$c_{min} = 0,12m$	(Gl. 2.40)
Mindest- Profilverschiebungsfaktor	$x_{min} = \frac{14 - z}{17}$	(Gl. 2.41)
Grundkreisdurchmesser	$r_b = r \cdot \cos \alpha$	(Gl. 2.42)
Profilüberdeckung	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a$	(Gl. 2.43)
	$\varepsilon_1 = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	(Gl. 2.44)
	$\varepsilon_2 = \frac{\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	(Gl. 2.45)
	$\varepsilon_a = \frac{a \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$	(Gl. 2.46)
Achsabstand (Rechengröße)	$a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m$	(Gl. 2.47)
Achsabstand	$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}$	(Gl. 2.48)
Evolventenfunktion	$inv \alpha = \tan \alpha - \hat{\alpha}$	(Gl. 2.49)
Betriebseingriffswinkel bei gegebener $\Sigma x = x_1 + x_2$	$inv \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \tan \alpha}{z_1 + z_2} + inv \alpha$	(Gl. 2.50)
bei gegebenen Achsabstand	$\cos \alpha_w = \frac{z_1 + z_2}{2a} m \cdot \cos \alpha$	(Gl. 2.51)
Summe der Profilverschiebungsfaktoren	$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(inv \alpha_w - inv \alpha)}{2 \tan \alpha}$	(Gl. 2.52)
Kopfkürzung	$k \cdot m = a_d + m(x_1 + x_2) - a$	(Gl. 2.53)
Kräfte		
Umfangskraft am Teilzylinder	$F_t = \varphi \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2\varphi \cdot P_1}{d_1 \cdot \omega_1} = \frac{2T_{1max}}{d_1}$ $\varphi \dots$ Betriebsfaktor ($\varphi = \frac{T_{1max}}{T_1}$) $T_1 \dots$ Nenn Drehmoment $T_{1max} \dots$ maximales Drehmoment	(Gl. 2.54)
Normalkraft	$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$	(Gl. 2.55)

Radialkraft	$F_r = F_n \cdot \sin\alpha = F_t \cdot \tan\alpha$	(Gl. 2.56)
Zahnfußspannung		
Zahnformfaktor für Außenverzahnung	$Y_F = f(z = z_n; \beta = 0^\circ)$	[9, p. A106]
Lastanteilfaktor	$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$	(Gl. 2.57)
Stirnlastverteilungsfaktor	$1 \geq K_{F\alpha} \geq q_L \cdot \varepsilon_\alpha$	[9, p. A107]
Hilfsfaktor	$q_L = f(d_2; m; \text{Verzahnungsqualität})$	[9, p. A108]
Zahnfußspannung	$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha}$ <i>b ... Zahnradbreite</i>	(Gl. 2.58)
Hertz'sche Pressung		
Materialfaktor	$Z_M = \sqrt{0,35 E}$ in $\sqrt{N/mm^2}$ mit E in N/mm^2	(Gl. 2.59)
Flankenformfaktor	$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha} \sqrt{\frac{1}{\tan\alpha_w}}$	(Gl. 2.60)
Überdeckungsfaktor	$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$	(Gl. 2.61)
Stirnlastverteilungsfaktor	$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5) \left(\frac{1}{Z_\varepsilon^2} - 1 \right)$	(Gl. 2.62)
	$K_{H\alpha} = \frac{1}{Z_\varepsilon^2}$ für $q_L = 1$	(Gl. 2.63)
Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt	$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{u+1}{u} \frac{F_t}{b \cdot d_1} K_{H\alpha}}$	(Gl. 2.64)

Tabelle 2.3: Formelwerk zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern [9]

2.3.4 Bezugsprofile der Evolventenverzahnung, Werkzeug-Bezugsprofile

In Abbildung 2.8 ist das im Maschinenbau verwendete Bezugsprofil der Evolventenverzahnung dargestellt. Dieses ist genormt und beschränkt dadurch die Anzahl der Werkzeuge für die Herstellung.

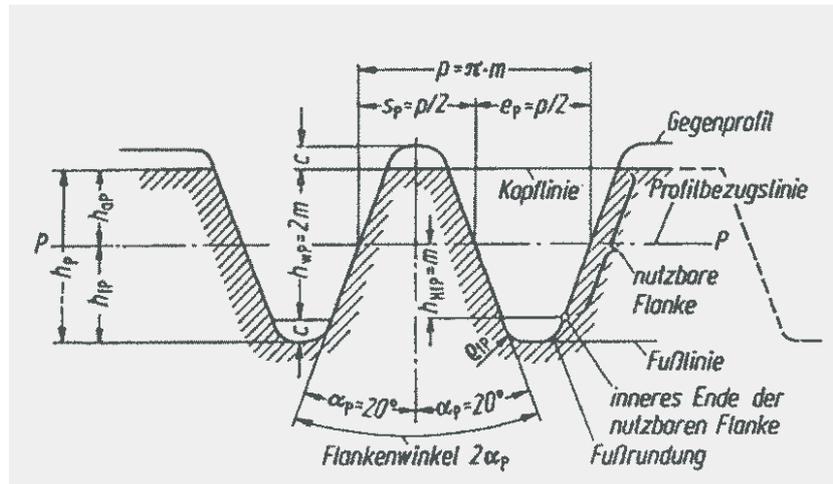


Abbildung 2.8: Bezugsprofil der Evolventenverzahnung nach DIN 867 [5]

In Abbildung 2.9 ist das Bezugsprofil für das Verzahnungswerkzeug dargestellt, mit dem die Verzahnung nach Abbildung 2.8 erzeugt werden kann. Dabei werden vier verschiedene Formen unterschieden, die Anwendung ist in Tabelle 2.4 zusammengefasst.

Die Kopfhöhe h_{a0} des Werkzeugs ist für die Bezugsprofile eins bis vier verschieden und richtet sich nach der Bearbeitungsstufe. Das Maß q_n stellt die Werkzeugzugabe je Flanke dar. Der Kopfkreis des Zahnrades wird dabei nicht bearbeitet.

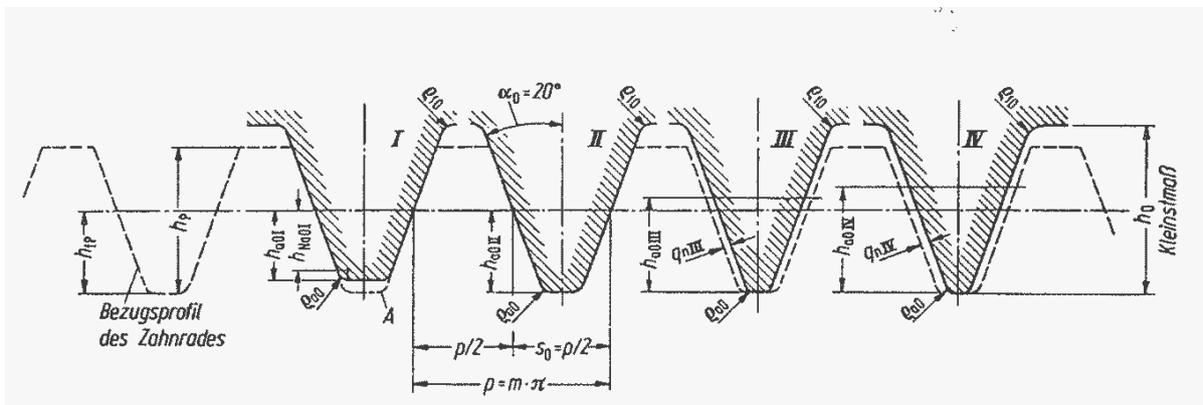


Abbildung 2.9: Bezugsprofil des Werkzeugs nach DIN 3972 für Verzahnung nach DIN 876 [5]

Bezugsprofil	Anwendung
Bezugsprofil I Fertigbearbeitung	für Werkzeuge mit denen eine Fertigbearbeitung durchgeführt wird, berührt den Zahngrund nicht mehr im Gegensatz zu den anderen Bezugsprofilen
Bezugsprofil II Fertigbearbeitung	auch für Werkzeuge zur Fertigbearbeitung vorgesehen, kann mitunter eine kleine Bearbeitungszugabe beinhalten (z.B. für Schaben)
Bezugsprofil III Vorbearbeitung Schleifen oder Schaben	für Werkzeuge zur Vorbearbeitung vorgesehen, es besitzt eine Bearbeitungszugabe für Schleifen oder Schaben, die Bearbeitungszugabe kann durch größere Frästiefe verringert werden
Bezugsprofil IV Vorbearbeitung Schlichten	für Werkzeuge die eine nachfolgende Schlichtbearbeitung vorsehen

Tabelle 2.4: Beschreibung der Bezugsprofile DIN 3972 [5]

2.4 Wälzlager [10]

Wälzlager erlauben Relativbewegungen zwischen zwei Maschinenteilen durch Abwälzen der Wälzkörper. Die Kräfte zwischen den Maschinenteilen werden dabei von den Lagerringen auf die Wälzkörper übertragen. Die Einteilung der Wälzlager kann nach folgenden Kriterien erfolgen:

1. Nach Art der Wälzkörper
 - Kugellager
 - Zylinderrollenlager
 - Nadellager
 - Kegelrollenlager
 - Tonnenlager
2. Nach der vorwiegenden Belastbarkeit
 - Radiallager
 - Axiallager

2.4.1 Auslegung

Bei der Auslegung von Wälzlagern sind die vom Hersteller bereitgestellten Angaben maßgeblich. Die angestrebte Gebrauchsdauer soll möglichst gut erfüllt werden, wobei eine

Überdimensionierung aus Kosten- und Gewichtsgründen weitgehend zu vermeiden ist. Es wird zwischen der statischen und dynamischen Beanspruchung unterschieden.

1. Statisch beanspruchte Lager

Dabei liegen keine oder sehr geringe Relativbewegungen vor ($n < 10 \text{min}^{-1}$). Es wird geprüft, ob die plastische Verformung der Wälzkörper bzw. der Laufbahnen unter bestimmten Grenzen bleibt. Dafür wird die statische Kennzahl f_S ermittelt.

$$f_S = \frac{C_0}{P_0} \quad (\text{Gl. 2.65})$$

Die statische Tragzahl C_0 in kN , wird vom Lagerhersteller angegeben, P_0 ist die statisch äquivalente Belastung in kN . Die Werte für f_S sind von der geforderten Laufruhe des Lagers abhängig und in Tabelle 2.5 aufgelistet.

f_S	Geforderte Laufruhe
1,5 ... 2,5	hoch
1,0 ... 1,5	normal
0,7 ... 1,0	gering

Tabelle 2.5: Werte für die statische Kennzahl f_S

1. Dynamisch beanspruchte Lager

Die Ausfallsursache bei dieser Beanspruchungsart beruht auf der Werkstoffermüdung (Pittingbildung). Für die Auslegung wurde die nominelle Lebensdauer L_{10} definiert, diese gibt an wieviele Millionen Umdrehungen 90% einer größeren Anzahl von gleichen Lagern erreichen oder überschreiten.

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P}\right)^p [10^6 \text{ Umdrehungen}] \quad (\text{Gl. 2.66})$$

In (Gl. 2.66) ist C die dynamische Tragzahl in kN (vom Lagerhersteller angegeben), P steht für die dynamisch äquivalente Belastung in kN und p bezeichnet den Lebensdauerexponenten ($p = 3$ für Kugellager, $p = 3/10$ für Rollenlager). Bei konstanter Drehzahl kann die nominelle Lebensdauer in Stunden L_h berechnet werden. In (Gl. 2.67) ist die Drehzahl n in min^{-1} einzusetzen.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} [h] \quad (\text{Gl. 2.67})$$

Zur Berechnung der erweiterten Lebensdauer bzw. der Lebensdauer bei veränderlicher Last und Drehzahl, sei auf die Angaben des Lagerherstellers verwiesen [10].

2.4.2 Lagerreibung

Die Reibung von Wälzlagern ist im Allgemeinen relativ gering; sie ist von der Lagerbauart und von den Betriebsbedingungen abhängig. Der Reibungsunterschied zwischen den Lagerbauarten ist darauf zurückzuführen, dass die Gleitreibungsanteile verschieden sind. Es sind folgende betriebsbedingte Abhängigkeiten zu nennen.

1. Einfluss der Schmierstoffviskosität
2. Einfluss der Lagerdrehzahl
3. Einfluss der Belastung

Eine näherungsweise Berechnung des Lagerreibmomentes M_{Reib} kann, bei Einhaltung der unten angeführten Bedingungen, nach (Gl. 2.68) erfolgen.

- Mittlere Lagerbelastung ($\frac{P}{C} \approx 0,1$)
- Mittlerer Drehzahlbereich
- Überwiegend Radiallast bei Radiallagern, reine Axiallast bei Axiallagern

$$M_{Reib} = \mu \cdot F \cdot d/2$$

(Gl. 2.68)

- μ Reibungsbeiwert
 F Resultierende Lagerbelastung

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_a^2}$$

- d Lagerbohrungsdurchmesser

Lagerbauart	Reibungsbeiwert μ
Rillenkugellager	0,0015
Schräggugellager, einreihig	0,002
Schräggugellager, zweireihig	0,0024
Vierpunktlager	0,0024
Pendelkugellager	0,0013
Zylinderrollenlager	0,0013
Zylinderrollenlager, vollrollig	0,002
Kegelrollenlager	0,0018
Pendelrollenlager	0,002
Axial-Rillenkugellager	0,0015
Axial-Zylinderrollenlager	0,004
Axial-Pendelrollenlager	0,002

Tabelle 2.6: Reibungsbeiwert μ für verschiedene Wälzlager

Bei der genaueren Berechnung des Lagerreibmomentes wird zwischen einem lastabhängigen und einem lastunabhängigen Anteil unterschieden. Dafür sei an dieser Stelle ebenfalls auf die Berechnungsverfahren des Lagerherstellers verwiesen [10].

2.4.3 Eignung für hohe Drehzahlen

Im Allgemeinen bestimmt die zulässige Betriebstemperatur die höchste erreichbare Drehzahl der Lager. Diese hängt von der im Lager erzeugten und der von außen eingebrachten Reibungswärme ab. Es wird zwischen der **Bezugsdrehzahl** und der **Grenzdrehzahl** unterschieden.

Die Bezugsdrehzahl ist maßgeblich, wenn die Betriebsbedingungen in Anbetracht auf Temperatur und Schmierung von den Normalbedingungen abweichen. Die Normalbedingungen sind vom Lagerhersteller definiert.

Die Grenzdrehzahl stellt die mechanische Grenze in Bezug auf die Festigkeit der Lagerteile dar.

3 Anhaltspunkte für die Motorkonstruktion

Während der Motorkonstruktion wurden viele Konstruktionsbesprechungen mit den Betreuern, Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler und Dipl.-Ing. Roland Oswald sowie dem Leiter des Forschungsbereichs Konstruktion und Auslegung, Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger, durchgeführt. Dabei sind eine Menge konstruktiver Details besprochen worden die in diesem Kapitel zusammengefasst werden.

3.1 Lagerung

- Die Kurbelwelle eines Einzylinder 2-Takt Motors soll über zwei Hauptlager gelagert sein. Eine Drei- oder Mehrfachlagerung ergibt eine statische Unbestimmtheit und behindert die Verformung der Wellenenden, was sich negativ auf die Lagerbelastung auswirkt.
- Die Hauptlager sollen beidseitig eine offene Ausführung der Wälzkörper aufweisen, um die Schmierung im Kurbelgehäuse zu gewährleisten.
- Die Lagerluft der Hauptlager soll größer als die Normal-Lagerluft sein, um nach dem Einpressen der Lager noch ausreichend Spiel zwischen den Wälzkörpern und den Lagerringen sicher zu stellen. Des Weiteren kann damit die Reibung im Lager vermindert werden, da die Durchbiegung der Welle und dadurch die Schrägstellung der Lagerringe weniger gehindert wird.
- Zwischen dem Zylinderfuß und den Hauptlagerstellen soll eine möglichst steife Anbindung vorliegen, um die Verformung gering zu halten.
- Der Innenring vom Hauptlager auf der Seite des Primärtriebs soll wegen der auftretenden Umfangslast fixiert werden.
- Die Lagerung von Wellen soll im Hauptgehäuse realisiert werden und nicht in den angeschraubten Deckeln. Die Lagerkräfte werden dadurch nicht über die Verschraubung bzw. Abdichtung geleitet. Dies hat eine Verringerung der Bewegungen an den Dichtflächen und damit eine längere Lebensdauer der Abdichtung zur Folge.
- Lagerringe haben die Eigenschaft sich – durch das Abwälzen der Wälzkörper im Betrieb – auszuweiten. Das führt zu einem festeren Sitz des Außenrings und zu einem

schwächeren Sitz des Innenrings. Dieser Umstand soll in der Auswahl der Passung berücksichtigt werden.

3.2 Gusskonstruktion

- Es sollen ungleiche Massenverteilungen, große Wandstärken und Wandstärkensprünge vermieden werden.
- Abrupte Richtungsänderungen von stark belasteten Strukturen sind weitestgehend zu vermeiden.
- Bei der Konstruktion von Gussteilen soll, soweit es machbar ist, auf Hinterschneidungen verzichtet werden. Dies hat den Grund, dass die Herstellung der Gussteile mit wiederverwendbaren Formen möglich ist.
- Die Auszugsschrägen für Druckgussteile sollen mit 2° als Richtwert gewählt werden.
- Bei Druckgussteilen können Durchgangslöcher und Schraubenkopfauflageflächen ohne Nachbearbeitung hergestellt werden.
- Spannpratzen zum Befestigen des Gussteils für die mechanische Bearbeitung sind vorzusehen.

3.2.1 Rippen in Gussteilen

- Stehen zwei Wellen über einen Zahnradtrieb in Verbindung, dann sollen die Lagerstellen der beiden Wellen durch Rippen verbunden sein, um eine Achsabstandsvergrößerung im Betrieb gering zu halten und einen Bruch zu vermeiden.
- Die Rippen sollen zwischen den Mittellinien der Wellen und den Motor-Aufhängungspunkten verlaufen, damit auftretende Kräfte gut übertragen werden können.
- Um eine Versteifung der Gehäuse zu erhalten, sollen Rippen auf Schraubenbutzen hin ausgerichtet werden.
- Die Verrundungen von Rippen sollen entsprechend groß gewählt werden, um die Kerbwirkung gering zu halten.

3.3 Verschraubungen

- Die Gehäuseverschraubungen sollen möglichst mittig in der Gehäusewandung platziert (siehe Abbildung 3.1, grün umrandet) sein, um unerwünschte Verformungen durch das Verschrauben gering zu halten.

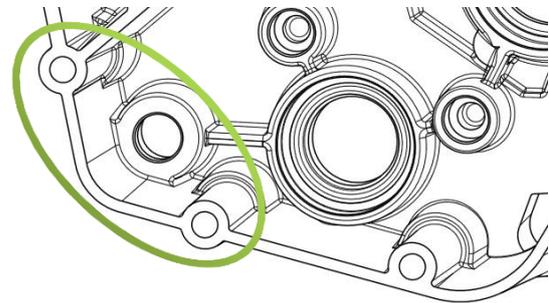


Abbildung 3.1: Gehäuseverschraubung, Beispiel

- Um unzulässig hohe Flächenpressungen von Schraubenköpfen auf das Leichtmetallgehäuse zu vermeiden, sind Unterlegscheiben oder Schraubenköpfe mit Flansch zu verwenden. Zu hohe Flächenpressungen führen zum Setzen der Schrauben und damit zum Vorspannkraftverlust.
- Schrauben gleicher Zugehörigkeit (z. B. Gehäuseschrauben) sollen nach Möglichkeit eine einheitliche Abmessung aufweisen, um die gleichen Vorspannkkräfte zu erzielen. Ist dies nicht möglich, sollen die Längenunterschiede der Schrauben so groß gewählt werden, dass ein Vertauschen bei der Montage ausgeschlossen werden kann.
- Um die Wechselbelastung von Schrauben gering zu halten, sollen diese nachgiebig und die verschraubten Teile steif ausgeführt sein. Große Klemmlängen erweisen sich hierbei als günstig, da sie mitunter lange, nachgiebige Schrauben fordern.
- Die Einschraubtiefe richtet sich nach der Festigkeit des Grundmaterials, beim Einschrauben in Aluminium wählt man als Einschraubtiefe zweimal den Gewindenenddurchmesser.
- Gewinde in verschraubten Teilen sollen sich in Sacklöchern befinden, um Korrosion- und Abdichtungsprobleme zu vermeiden.
- Die Gewindetiefe in Sacklöchern muss ausreichend gewählt werden; dabei sind die Längenänderungen bei der Montage sowie die Längentoleranzen zu berücksichtigen. Als Anhaltspunkt für die Gewindetiefe, kann etwa die Einschraubtiefe im Montagezustand plus dreimal die Gewindesteigung genannt werden.

4 Konstruktion und Auslegung

4.1 Konstruktionsrichtlinien

Zu Beginn der Konstruktion wurden – mit dem damaligen Informationsstand – Richtlinien für die Konstruktion aufgestellt, die sich im Laufe des Projekts etwas geändert haben und erweitert wurden. Die wesentlichen Punkte sind im Folgenden aufgelistet.

Allgemein:

- Die Konstruktion erfolgt mit dem 3D CAD- Programm CATIA® V5 R16.
- Neue Teile sind auf der Basis von entsprechenden Startteilen zu erstellen.
- Die Teilebenennung erfolgt nach vorgegebenen Standards.
- Der Aufbau erfolgt über ein Motorskelett (in Kapitel 4.2 beschrieben).

Bauteilkonstruktion:

- Die Konstruktion von Bauteilen soll grundsätzlich lagerichtig erfolgen, darauf wird in Punkt 4.1.1 näher eingegangen.
- Skizzen sollen nach Möglichkeit auf Ebenen erstellt werden.
- Gussteile sollen mit Abzugskörpern von der Außenkontur erzeugt werden, dabei sind die Körper möglichst scharfkantig zu erstellen und danach mit Auszugsschrägen und Verrundungen zu versehen.

Baugruppenkonstruktion:

- In jeder Baugruppe soll das Skelett als erstes Bauteil eingebaut und fixiert werden.
- Die Einbaubedingungen für die Bauteile einer Baugruppe sind auf das Skelett zu beziehen.

4.1.1 Lagerichtige Konstruktion

Bei der lagerichtigen Konstruktion sind die benötigten Referenzelemente (Ebenen, Linien, Punkte) aus dem Skelett mit Links in das Bauteil zu importieren. Auf diesen Referenzelementen ist das Teil aufzubauen. Dadurch ist die Position und Grundgeometrie mit dem Skelett verknüpft und kann auch über dieses geändert werden.

Die lagerichtige Konstruktion ist für Bauteile angedacht, die ihre Lage im Motobetrieb nicht ändern (z. B. Kurbelgehäuse). Bauteile, die im Betrieb Bewegungen unterworfen sind (z. B. Kolben), sollen auf einem eigenen Bezugssystem aufgebaut werden. Dies hat den Vorteil,

dass bei einer Bewegungssimulation (z. B. Änderung des Kurbelwinkels) der Bauteil die Lage gegenüber seinem Bezugssystem nicht ändert. Dadurch ergibt sich in der Zeichnungsableitung auch keine Verschiebung der Bemaßung.

4.2 Das Motorskelett

Das Motorskelett beinhaltet die Grundgeometrie des Motors. Es stellt die Bezugsbasis für die Konstruktion und den Zusammenbau der Motorkomponenten dar. Dieses ist parametrisiert aufgebaut, um etwaige Änderung in der Grundgeometrie einfach durchführen zu können.

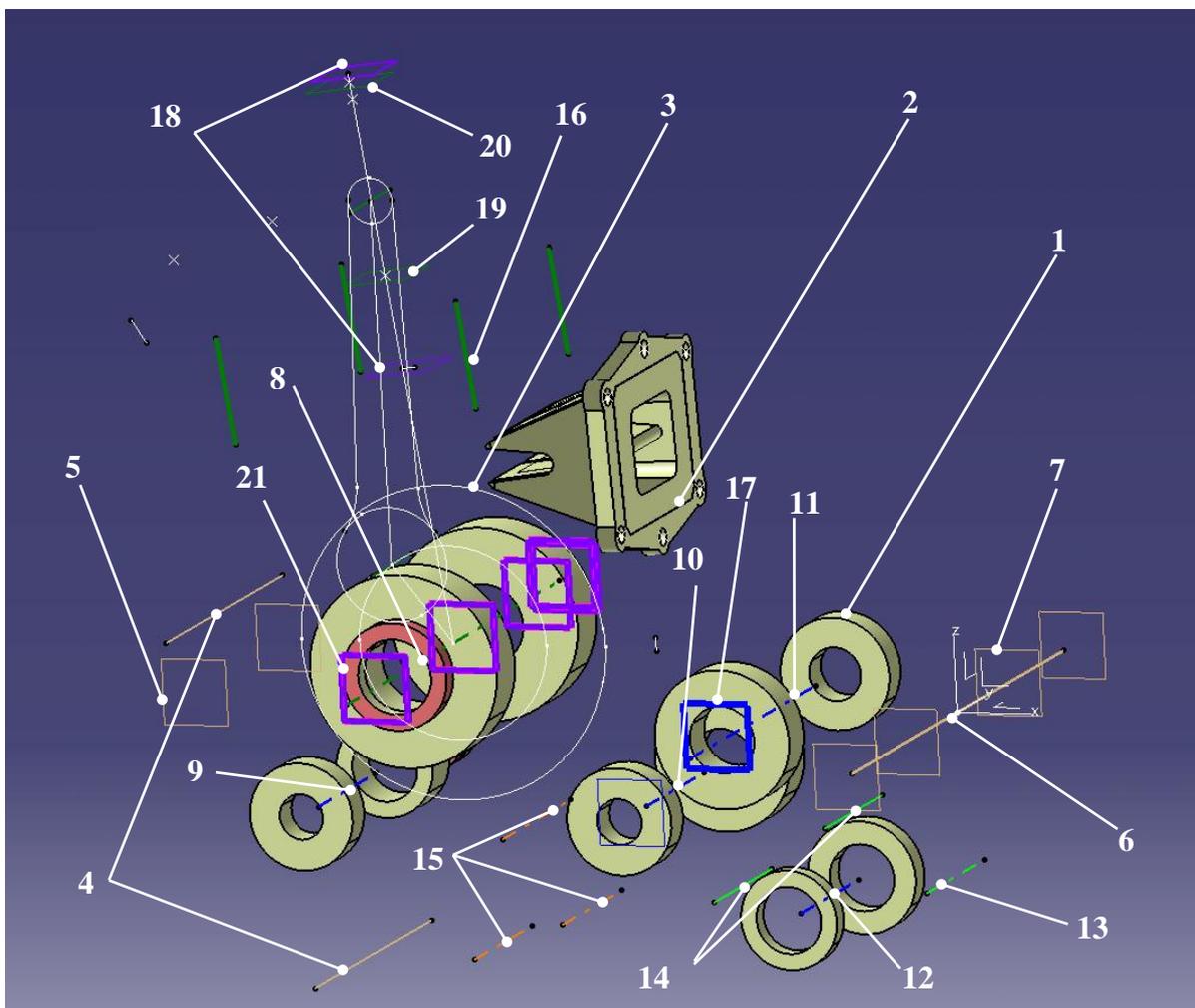


Abbildung 4.1: Skelett

Abbildung 4.1 zeigt das Skelett mit den wichtigsten Elementen, die in Tabelle 4.1 beschrieben sind.

Pos.	Benennung / Beschreibung
1	Die gelb eingezeichneten Ringe stellen die Lager mit den entsprechenden Abmessungen dar.
2	Einlassmembrane
3	Skizze des Kurbeltriebs
4	Motoaufhängungspunkte
5	Begrenzung der Motoraufhängungspunkte
6	Achse der Hinterradschwinge
7	Begrenzungen der Hinterradschwinge
8	Achse der Kurbelwelle
9	Achse der Ausgleichswelle
10	Achse der Getriebeeingangswelle
11	Achse der Getriebeausgangswelle
12	Achse der Schaltwalze
13	Achse der Schaltwelle
14	Achsen der Schaltgabeln
15	Achsen des Starterantriebs
16	Stehbolzen vom Zylinder
17	Ebene des Antriebsritzels
18	Begrenzungen des Zylinders
19	Unterer Totpunkt
20	Oberer Totpunkt
21	Teilungsebenen der Gehäuse

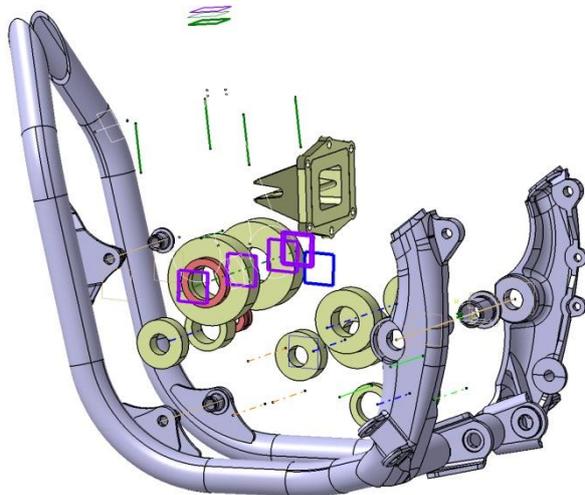
Tabelle 4.1: Beschreibung der wichtigsten Elemente im Skelett

Das Skelett beinhaltet noch wesentlich mehr Geometriedaten, die aus Gründen der Übersicht in Abbildung 4.1 nicht dargestellt sind. Auf diese wird, bei Bedarf, in der Beschreibung der einzelnen Motokomponenten eingegangen.

4.3 Wellenanordnung

Im neuen Motor soll – wie schon zu Beginn erwähnt – ein vorhandenes 6- Gang Getriebe zum Einsatz kommen, welches der Auftraggeber in einem 450 cm³ 4-Takt Motor bereits in Verwendung hat. Damit war der Achsabstand zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle vorgegeben. Die Position der Ausgangswelle war durch die Lage des Antriebsritzels, in Bezug auf die Hinterradschwinge, definiert. Die Platzverhältnisse und

damit die möglichen Wellenanordnungen wurden durch den vorgegeben Motorradrahmen, mit den vom Auftraggeber festgelegten Motor- Aufhängungspunkten, eingeschränkt.



Um diese Begrenzung erkennen zu können, wurde der Rahmen mit dem Skelett verbunden.

Abbildung 4.2 zeigt das auf den Rahmen angepasste Skelett

Nach diesem Schritt, konnte mit der Positionierung der Wellen begonnen werden.

Abbildung 4.2: Skelett im Motorradrahmen

Dabei wurde von der ursprünglichen Anordnung der Wellen, wie sie im bestehenden 450 cm³, 4-Takt Motor vorhanden ist, ausgegangen. In dieser war die Eingangswelle, auf der sich unter anderem die Kupplung befindet, oberhalb der Kurbelwelle angeordnet. Mit der Anordnung war es praktisch unmöglich, folgende Bedingungen einzuhalten.

- die Demontierbarkeit des Zylinders bei eingebautem Motor (Diese Bedingung stellt einen zentralen Punkt bei Hochleistungs-2-Takt Motoren dar.)
- die Verwendung eines bestehenden Elektro- Starterantriebs
- den günstigen Einströmwinkel der Einlassmembran
- die Einbindung einer Ausgleichswelle

Aus diesen Gründen wurde, unter Beibehaltung der Achsabstände, die Kurbelwelle nach oben und die Eingangswelle nach unten verschoben. Anschließend ist die Schwerpunktlage der geänderten Wellenanordnung mit jener der Ausgangslage verglichen worden. Dabei stellte sich heraus, dass durch diese Maßnahme lediglich eine sehr geringe Anhebung entstand, welche vertretbar war. Des Weiteren mussten noch Änderungen am Schaltmechanismus vorgenommen werden, auf diese wird in Kapitel 4.12 noch näher eingegangen.

4.4 Kurbeltrieb

4.4.1 Kurbelwelle

Am Motorprüfstand wurden die Prüfläufe mit der Kurbelwelle des Referenzmotors durchgeführt. Diese konnte die Anforderungen erfüllen und sollte deshalb weitestgehend übernommen werden. Es mussten jedoch, wegen des Elektro- Starterantriebs und des Antriebs für die Ausgleichswelle, Änderungen an den Wellenenden vorgenommen werden. In den folgenden Abbildungen sind die ursprüngliche und die abgeänderte Kurbelwelle dargestellt.

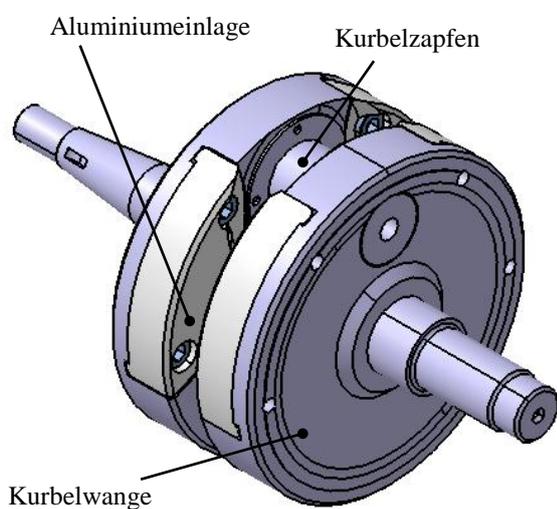


Abbildung 4.3: Kurbelwelle des Referenzmotors

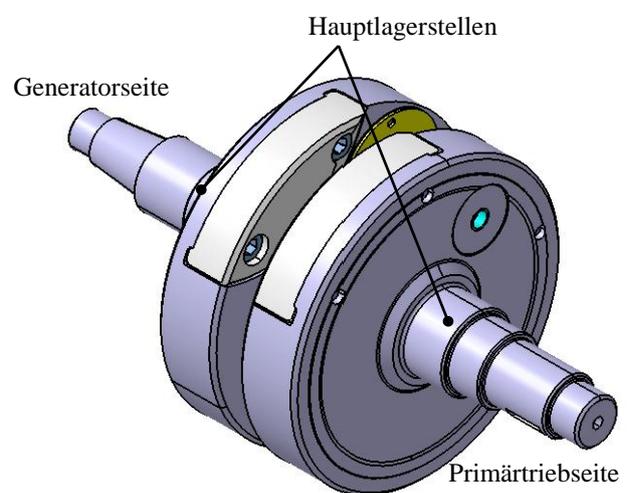


Abbildung 4.4: Abgeänderte Kurbelwelle

Um einen bestehenden Elektro- Starterantrieb verwenden zu können, musste auf der Generatorseite der Wellendurchmesser angepasst werden. Dadurch hat sich zwangsläufig eine Vergrößerung des Durchmessers des Hauptlagersitzes ergeben. Um – wie bei der erprobten Kurbelwelle – eine symmetrische Hauptlagerung zu erhalten, wurde dieser auf der Primärtriebseite auch vergrößert. Die Kurbelwangen, mit den Aluminiumeinlagen und dem Kurbelzapfen, sind ohne Abänderungen übernommen worden.

Anmerkung zur Berechnung des Ausgleichsgrades, Tabelle 4.4:

Sämtliche Teile in Abbildung 4.4 führen eine drehende Bewegung aus und sind daher zur Masse m_W zusammengefasst.

4.4.1.1 Hauptlager

In Tabelle 4.2 sind die Daten der Hauptlager aufgelistet.

Benennung	Erprobte Kurbelwellenlagerung	Geänderte Kurbelwellenlagerung
Lagerbezeichnung	6305 C3	6306 C3
Innendurchmesser d	25mm	30mm
Außendurchmesser D	62mm	72mm
Lagerbreite B	17mm	19mm
Masse m	0,234kg	0,355kg
Dynamische Tragzahl C	22,4kN	29kN
Statische Tragzahl C_0	11,4kN	16,3kN
Bezugsdrehzahl n_B	15000min^{-1}	13000min^{-1}
Grenzdrehzahl n_{Grenz}	28000min^{-1}	24000min^{-1}

Tabelle 4.2: Daten der Hauptlager

Nachdem die Lager der geänderten Kurbelwelle eine größere Belastung zulassen, wurde auf eine Lagerberechnung verzichtet. Die Drehzahlgrenze ist etwas geringer als bei den erprobten Lagern, aber immer noch deutlich über der maximalen Motordrehzahl (vgl. Tabelle 1.2).

4.4.1.2 Details zur Kurbelwelle

Wie in Abbildung 4.4 ersichtlich, handelt es sich um eine gebaute Kurbelwelle. Dabei werden die beiden Kurbelwellenhälften (Anhang: Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3) über den Kurbelzapfen mittels eines Pressverbands zusammengesetzt. Das Pleuel mit seiner Lagerung wird vor dem Verbinden der beiden Hälften eingesetzt. Als Kurbelwellenwerkstoff wird ein legierter Einsatzstahl verwendet, der - bis auf die Gewindezonen - wärmebehandelt ist. Nachdem es ein linksdrehender Motor ist, muss das Gewinde zum Verschrauben des Schwungrades (Generatorseite) linksgängig ausgeführt werden. Um die entsprechende Massenverteilung der Kurbelwelle zu erhalten, werden Ausnehmungen in die Kurbelwangen gefräst. Damit das Volumen im Kurbelgehäuse dadurch nicht verändert wird, sind Aluminiumeinlagen angeschraubt. Die stirnseitige Abdeckung des hohlen Kurbelzapfens hat den gleichen Zweck.

4.4.2 Pleuel

In der Motorentwicklung am Prüfstand wurde ein Pleuel verwendet, das aus einem 300 cm³, 2-Takt Motor eines Mitbewerbers stammt. Nachdem die Versuche damit problemlos verlaufen sind, konnte es als Basis für die Konstruktion des neuen Pleuels herangezogen werden. In Abbildung 4.5 ist das neue Pleuel dargestellt. Darauf ist der Schwerpunkt S mit seinen Bemaßungen eingezeichnet. Die Werte zu diesen Bemaßungen sind in Tabelle 4.4 zusammengefasst und werden für die Berechnung des rotierenden und hin- und hergehenden Massenanteils benötigt.

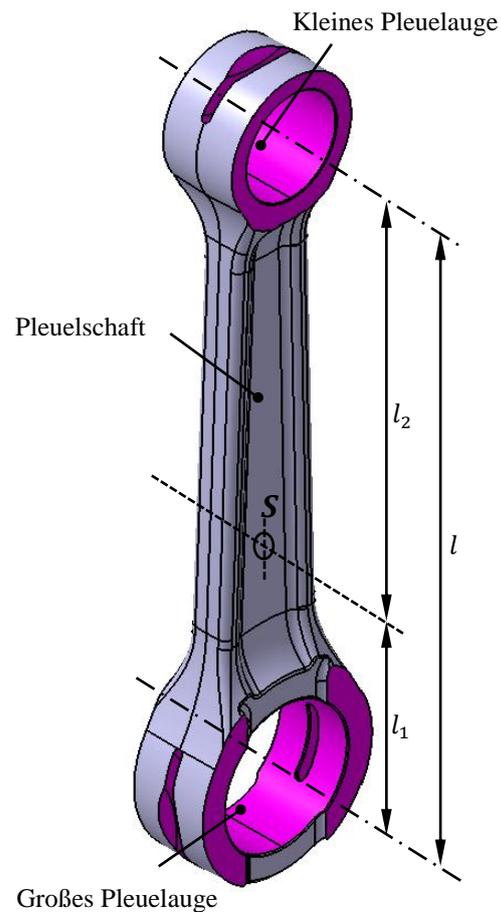


Abbildung 4.5: Pleuel

Das Pleuellager führt eine rotierende Bewegung aus und gehört deshalb zu m_W . Die Masse des Kolbenbolzenlagers ist m_K angehörig.

4.4.2.1 Details zum Pleuel

Die Geometrie wurde vollständig vom erprobten Pleuel übernommen, das Fertigungsverfahren, die Bearbeitungstoleranzen und der Werkstoff wurden aus dem Pleuel des Referenzmotors abgeleitet. In Abbildung 6.1 ist die Fertigungszeichnung des Pleuels dargestellt. Als Werkstoff wurde ein legierter Einsatzstahl gewählt, der nach dem Schmiedevorgang vorbearbeitet und danach am großen und kleinen Pleuelauge aufgekühlt wird. Der Pleuelschaft soll keine Aufkühlung erfahren, damit dieser beim darauffolgenden Härtevorgang unverändert bleibt. Großes und kleines Pleuelauge sollen hingegen an den Bohrungen oberflächengehärtet sein. Dies ist notwendig, weil das Pleuellager und das Kolbenbolzenlager als Wälzlager ausgeführt sind und die Pleuelaugen selbst den Lagerring darstellen. Die Schlitze in den Pleuelaugen dienen zur Schmierung der Lager.

4.4.3 Kolben

In Abbildung 4.6 ist der ursprüngliche Kolben des Referenzmotors dargestellt. Dieser stellte die Ausgangsbasis für die Kolbenentwicklung dar, welche in [2] beschrieben ist. Daher wird an dieser Stelle nur auf die Eckpunkte in der Entstehung des neuen Kolbens eingegangen.

Damit die Versuche am Motorprüfstand mit Benzin-Direkteinspritzung durchgeführt werden konnten, musste der Kolben des Referenzmotors dahingehend angepasst werden. Wie in Abbildung 4.7 zu sehen, wurden hierfür Taschen in das Kolbenhemd gefräst. Diese Taschen ermöglichen zum Einen das direkte Einbringen des Kraftstoffs in das Kurbelgehäuse und zum Anderen übernehmen sie die Steuerung der Aufrichtkanäle. Mit diesem modifizierten Kolben wurde ein Kolbenschliffbild herausgeföhren, welches für den neuen Kolben herangezogen wurde.

In Abbildung 4.8 ist der neu konstruierte Kolben dargestellt, der diese Anpassungen beinhaltet. Zur Gewichtseinsparung wurde dabei die Ausnehmung oberhalb des Kolbenbolzens etwas vergrößert (grün eingezeichnet).

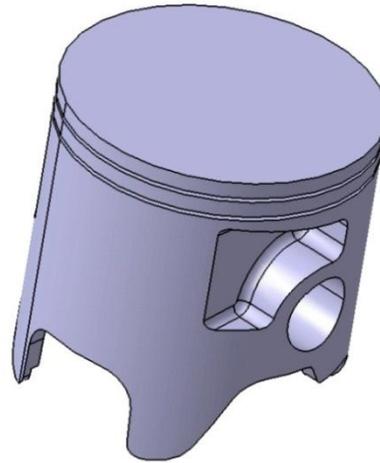


Abbildung 4.6: Kolben des Referenzmotors

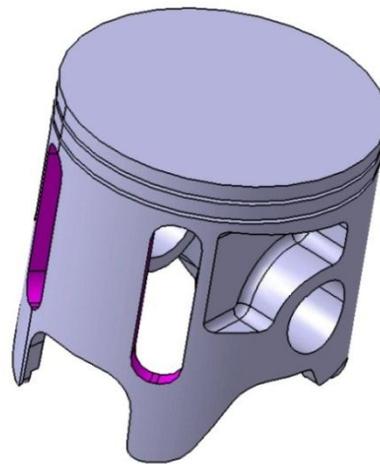


Abbildung 4.7: angepasster Kolben des Referenzmotors

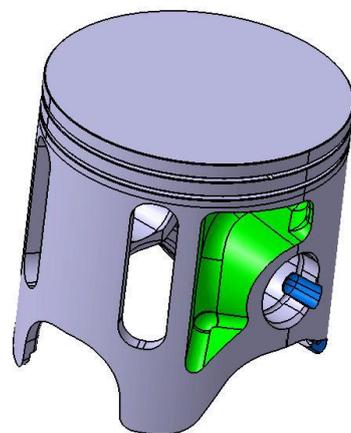


Abbildung 4.8: neu konstruierter Kolben

Die Taschen im Kolbenhemd werden nicht ausgefräst, sondern bereits in der Gussform berücksichtigt. In **Abbildung 6.4** ist die Fertigungszeichnung des Kolbens dargestellt, in der unter anderem das neue Kolbenschliffbild abzulesen ist.

4.4.3.1 Die Kolbenbaugruppe

Abbildung 4.9 zeigt die Kolbenbaugruppe mit folgenden Bestandteilen

- Kolben
- Kolbenringe
- Verdrehsicherung für Kolbenringe (nicht eingezeichnet)
- Kolbenbolzen
- Kolbenbolzensicherungen.

Diese Bauteile führen im Kurbeltrieb eine hin- und hergehende Bewegung aus und werden in der Berechnung zur Masse m_K zusammengefasst.

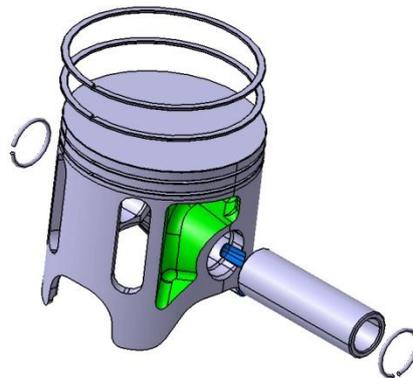


Abbildung 4.9: Kolbenbaugruppe

4.5 Ausgleichswelle

Der Auftraggeber hat für den neuen Motor die Verwendung einer Ausgleichswelle zum Massenausgleich erster Ordnung gefordert. Es wurden zwei mögliche Varianten ausgearbeitet, die im Folgenden dargestellt sind.

4.5.1 Variante 1

Bei Variante 1 handelt es sich um eine konzentrische Anordnung der Ausgleichsgewichte zur Kurbelwelle.

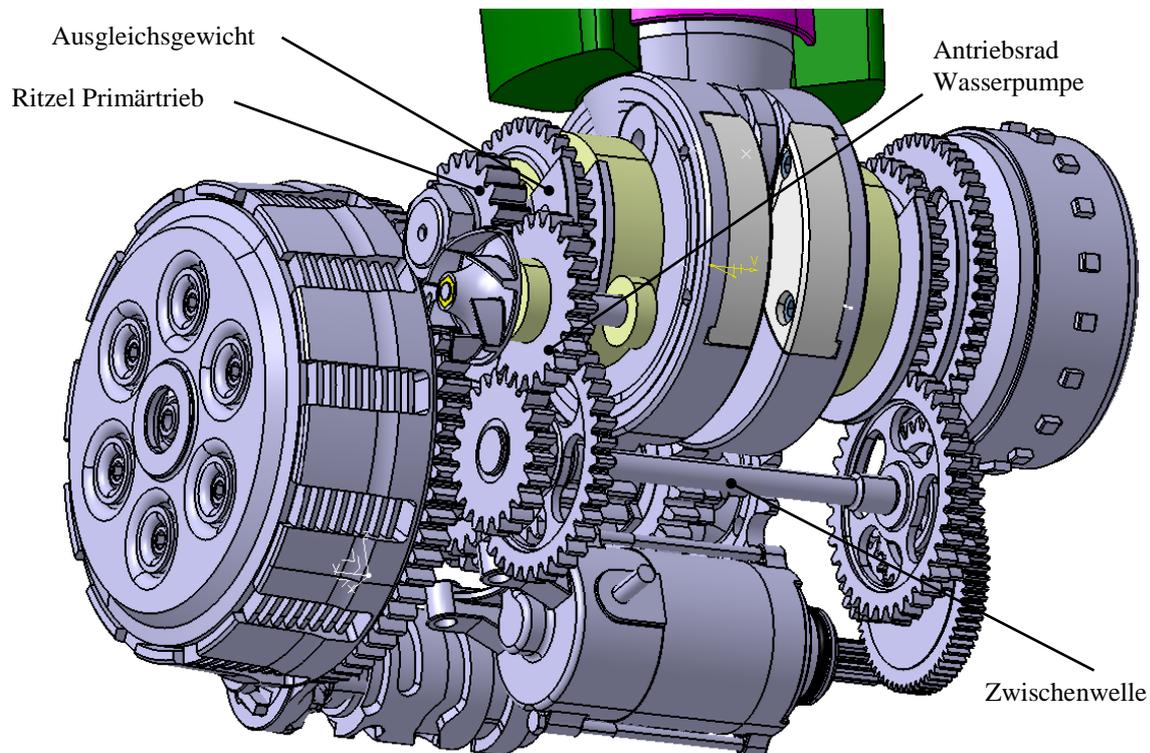


Abbildung 4.10: Konzentrische Anordnung der Ausgleichsgewichte zur Kurbelwelle

Der Antrieb erfolgt über das Ritzel des Primärtriebs, dem Antriebsrad für die Wasserpumpe und einer Zwischenwelle. Dies ist notwendig, um die entsprechende Drehrichtung des Ausgleichsgewichts zu erhalten. Der Vorteil dieser Variante liegt darin, dass der Abstand d (vgl. Abbildung 2.7) zu Null wird und damit kein Kippmoment entsteht. Die Lagerung und der Antrieb der Ausgleichsgewichte stellen sich jedoch als aufwendig heraus. Des Weiteren ist hier durch die zusätzlichen Lager auch die größere Reibung, zu nennen.

4.5.2 Variante 2

Wie in Abbildung 4.11 gezeigt, handelt sich dabei um eine Ausführung, bei der sich die Ausgleichsgewichte auf der Welle befinden.

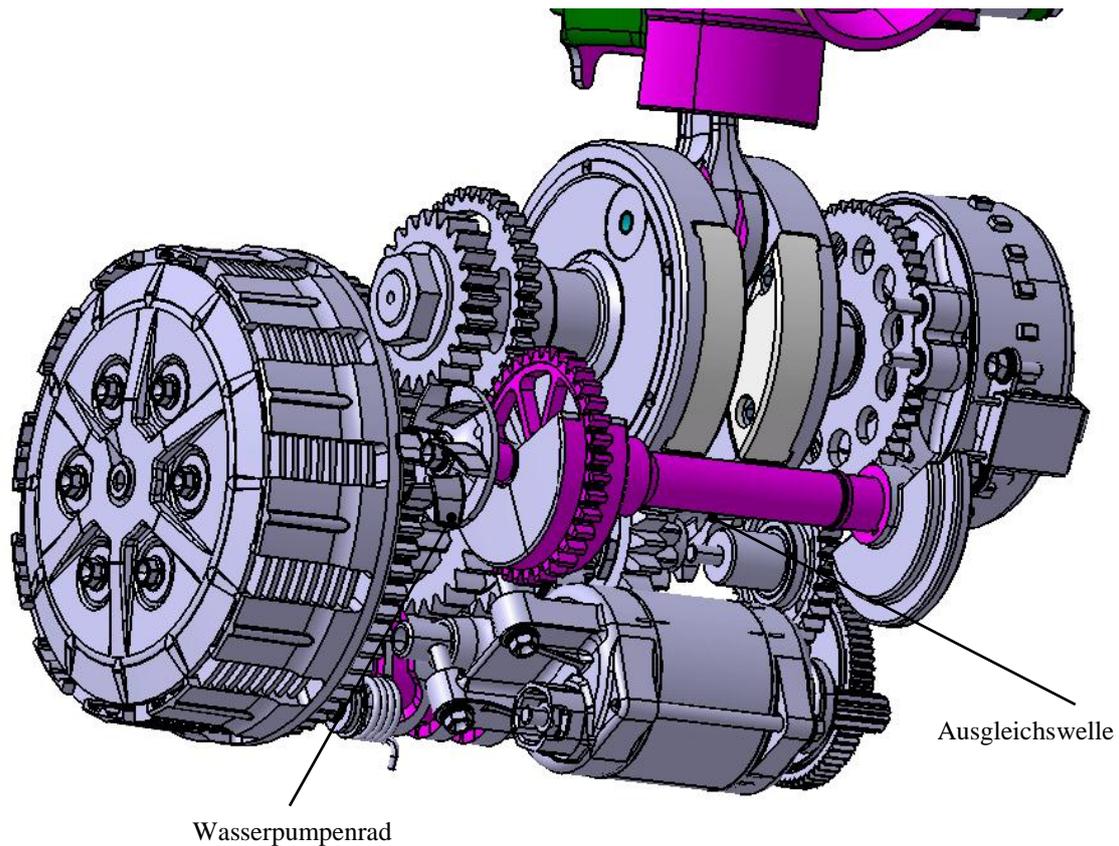


Abbildung 4.11: Anordnung einer Ausgleichswelle

Der Antrieb erfolgt hier über einen Rädertrieb von der Kurbelwelle. Die Position der Ausgleichswelle konnte jedoch wegen des eingeschränkten Platzangebots nicht frei gewählt werden. Es mussten hinsichtlich einer günstigen Lage und des Ausgleichsgrades Abstriche gemacht werden, worauf wird im Folgenden noch näher eingegangen wird.

Aufgrund der wesentlich einfacheren Ausführung fiel die Entscheidung auf die Variante 2.

4.6 Konstruktion der Ausgleichswelle

Wie schon angesprochen, war die Konstruktion der Ausgleichswelle von einigen Kompromissen begleitet. Als Position war praktisch nur jene unter der Kurbelwelle möglich, die Ausgleichsmasse konnte wegen des zu geringen Platzangebots nicht groß genug gewählt werden, um einen 100%igen Massenausgleich erster Ordnung zu bewerkstelligen. Außerdem ist für einen 100%igen Ausgleich ein Ausgleichsfaktor von $\alpha = 0,5$ notwendig (vgl. (Gl. 2.30)), welcher mit der verwendeten Kurbelwelle nicht erreicht werden konnte.

In Abbildung 4.12 ist die Baugruppe der Ausgleichswelle mit Benennung der einzelnen Teile dargestellt.

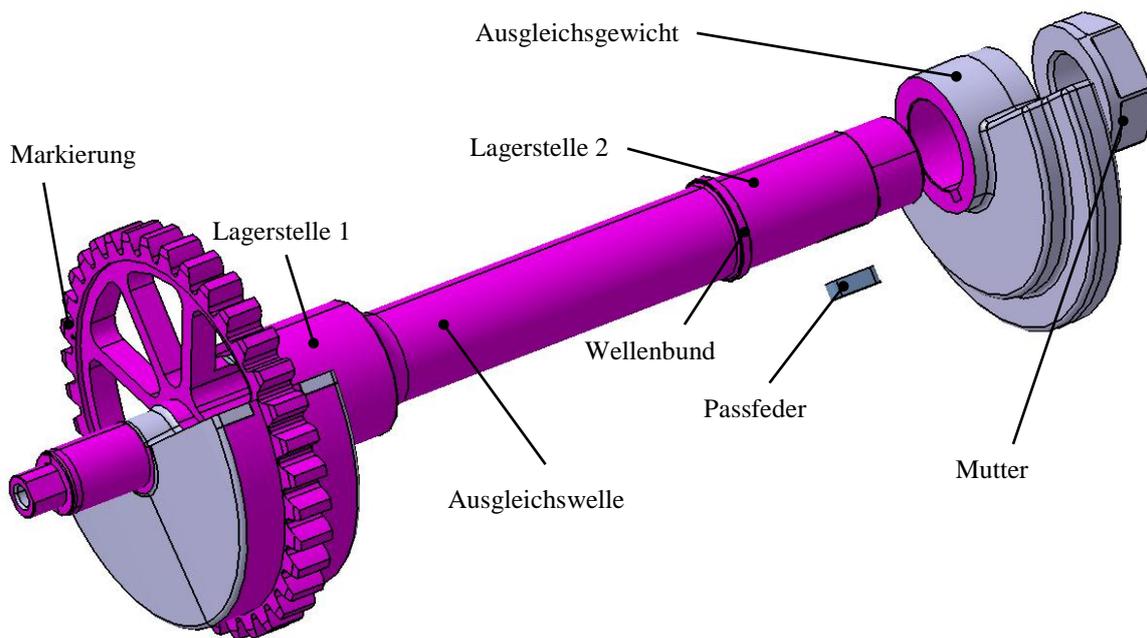


Abbildung 4.12: Baugruppe der Ausgleichswelle

4.6.1 Beschreibung der Konstruktion

Im ersten Schritt wurde eine Welle konstruiert, die mit ihren Ausgleichsgewichten den freien Platz vollkommen ausschöpft und den Antrieb auf der Seite des Primärtriebs hat. Die Größe der Ausgleichsgewichte konnte nicht symmetrisch zur Zylinderachse gewählt werden, da auf der Generatorseite durch das Schwungrad und den Starterantrieb weniger Platz zur Verfügung stand. Somit fiel das aufgeschraubte Ausgleichsgewicht an der Generatorseite kleiner aus; für die Montage in der richtigen Winkellage und zur Drehmomentübertragung wurde eine Passfeder vorgesehen. Die Verschraubung erfolgt über eine $M16 \times 1,25$ Mutter mit Rechtsgewinde, die das Ausgleichsgewicht und den Innenring des Lagers gegen den Wellenbund verspannt. Wie in Abbildung 4.11 dargestellt, konnte das Wasserpumpenrad direkt auf der Welle angebracht werden, was einen eigenen Wasserpumpenantrieb einspart. Aus Festigkeitsgründen wurde die Ausgleichswelle als Schmiedeteil konstruiert und ist wegen der Gewichtseinsparung hohl gebohrt. Damit bei der Montage die richtige Zuordnung zum Kurbeltrieb erkennbar ist, wurde auf dem Zahnrad eine Markierung vorgesehen.

Im Anhang ist die Fertigungszeichnung der Ausgleichswelle (Abbildung 6.5) und des Ausgleichsgewichtes (Abbildung 6.6) enthalten.

Länge Schwerpunkt-kl. Pleuelauge	l_2	78,53mm	CAD; Abbildung 4.5
Schwerpunkt-Abstand Kurbelwelle	r_W	3,43mm	CAD
Schwerpunkt-Abstand Ausgleichswelle	r_{AW}	8,52mm	CAD
Masse Kurbelwelle + Pleuellager	m_W	3,750kg	CAD
Masse Ausgleichswelle	m_{AW}	0,777kg	CAD
Masse Pleuel	m_S	0,246kg	CAD
Masse Kolbenbaugruppe + Kolbenbolzenlager	m_K	0,344kg	CAD
Masse Pleuel rotierend	m_{Sr}	0,1431kg	(Gl. 2.10)
Masse Pleuel oszillierend	m_{Sh}	0,1029kg	(Gl. 2.11)
Masse Kurbelwelle reduziert	m_{Wr}	0,3569kg	(Gl. 2.12)
Masse Ausgleichswelle reduziert	m_{AWr}	0,1839kg	(Gl. 2.25)
Masse rotierend ¹	m_r	0,2138kg	$m_r = m_{Wr} - m_{Sr}$
Masse oszillierend	m_h	0,4468kg	(Gl. 2.13)
Ausgleichsfaktor	α	0,49	$\alpha = \frac{m_r}{m_h}$
Ausgleichsgrad	A	89%	(Gl. 2.29)

Tabelle 4.4: Daten zur Ausgleichswelle

Mit der untergebrachten Ausgleichswelle konnte ein Ausgleichsgrad von 89% erreicht werden.

¹ Da bereits von einer bestehenden Kurbelwelle mit Gegengewichten ausgegangen wurde, war der Schwerpunkt bereits auf der gegenüberliegenden Seite des Kurbelzapfens angesiedelt. Aus dem Grund muss die rotierende Pleuelmasse von der reduzierten Kurbelwellenmasse abgezogen werden.

4.7.2 Bewertung des Massenausgleichs

Der Ausgleichsgrad bewertet den Kräfteausgleich im Kurbeltrieb. Die Kraftellipsen nach (Gl. 2.22) und (Gl. 2.30) eignen sich zur grafischen Darstellung des umlaufenden Kraftvektors mit und ohne Ausgleichswelle.

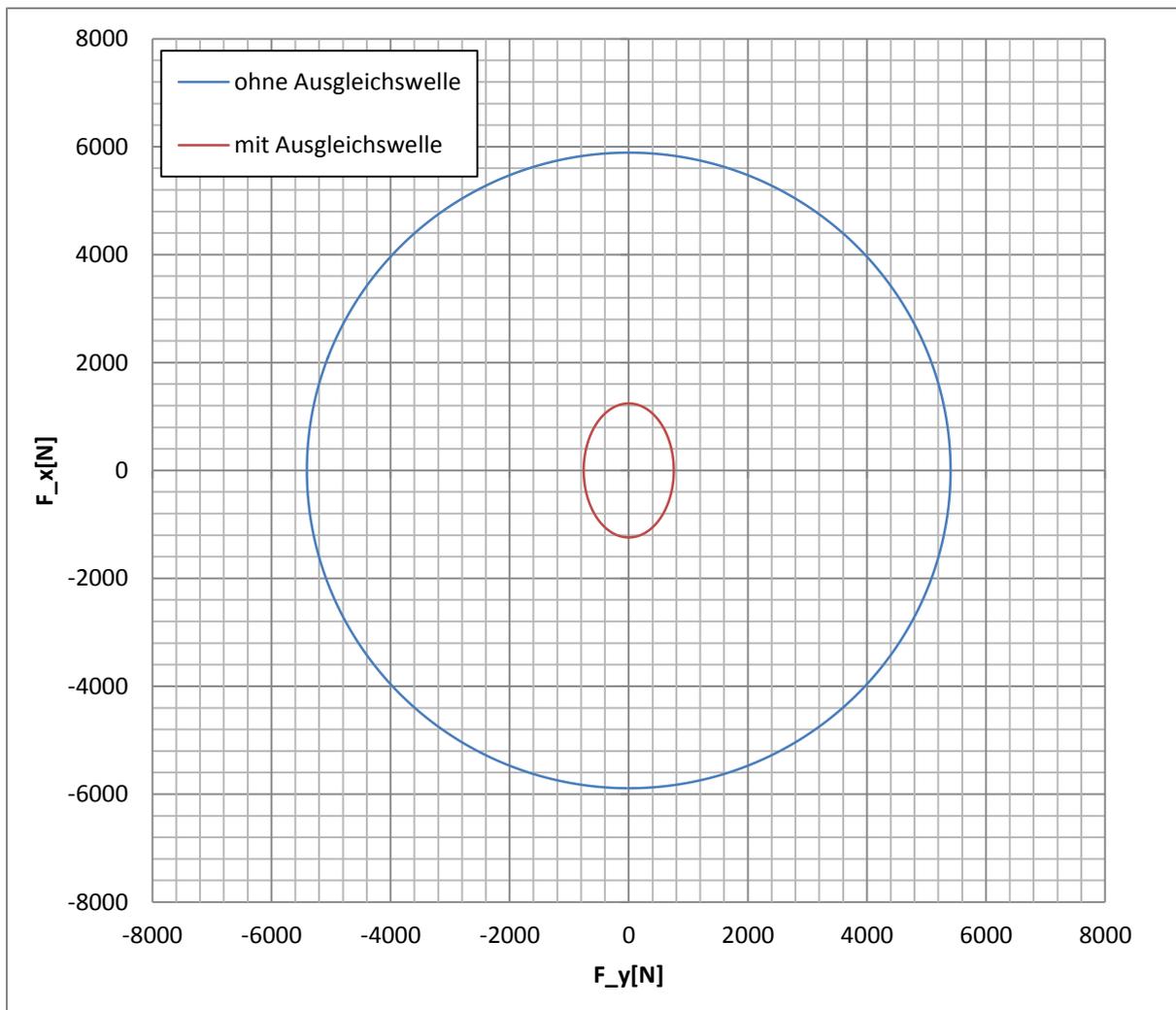


Abbildung 4.14: Kraftellipsen

Wie in der Skizze des Kurbeltriebs (Abbildung 2.6), zeigt auch hier die x-Komponente in Richtung der Zylinderachse. Durch den Einsatz der Ausgleichswelle ist eine deutliche Verkleinerung der umlaufenden Kräfte erster Ordnung zu erkennen. Die Ausgleichswelle erzeugt einen umlaufenden Kraftvektor mit konstantem Betrag. Daraus folgt, dass eine elliptische Bahn nur dann entsteht, wenn kein Normalausgleich vorliegt ($\alpha \neq 0,5$). Bei $\alpha = 0,5$ beschreibt der Kraftvektor immer einen Kreis.

Hinsichtlich der Laufruhe des Motors sind jedoch nicht nur die umlaufenden Massenkräfte, sondern auch die Wechsel- und Kippmomente ausschlaggebend.

Diese wurden für den Motor wie folgt ermittelt:

- Zur Berechnung der Wechselmomente nach (Gl. 2.28) wurde ein gemessener Zylinderdruckverlauf ($p_e = 8\text{bar}$; $n = 8000\text{min}^{-1}$) herangezogen.
- Die Berechnung des Kippmomentes wurde anhand von (Gl. 2.23) durchgeführt.

Beide Momente sind auf die Kurbelwellenachse bezogen und werden zum Gesamtmoment $M_G = M_W + M_K$ zusammengefasst. Der Verlauf der Momente ist in Abbildung 4.15 dargestellt.

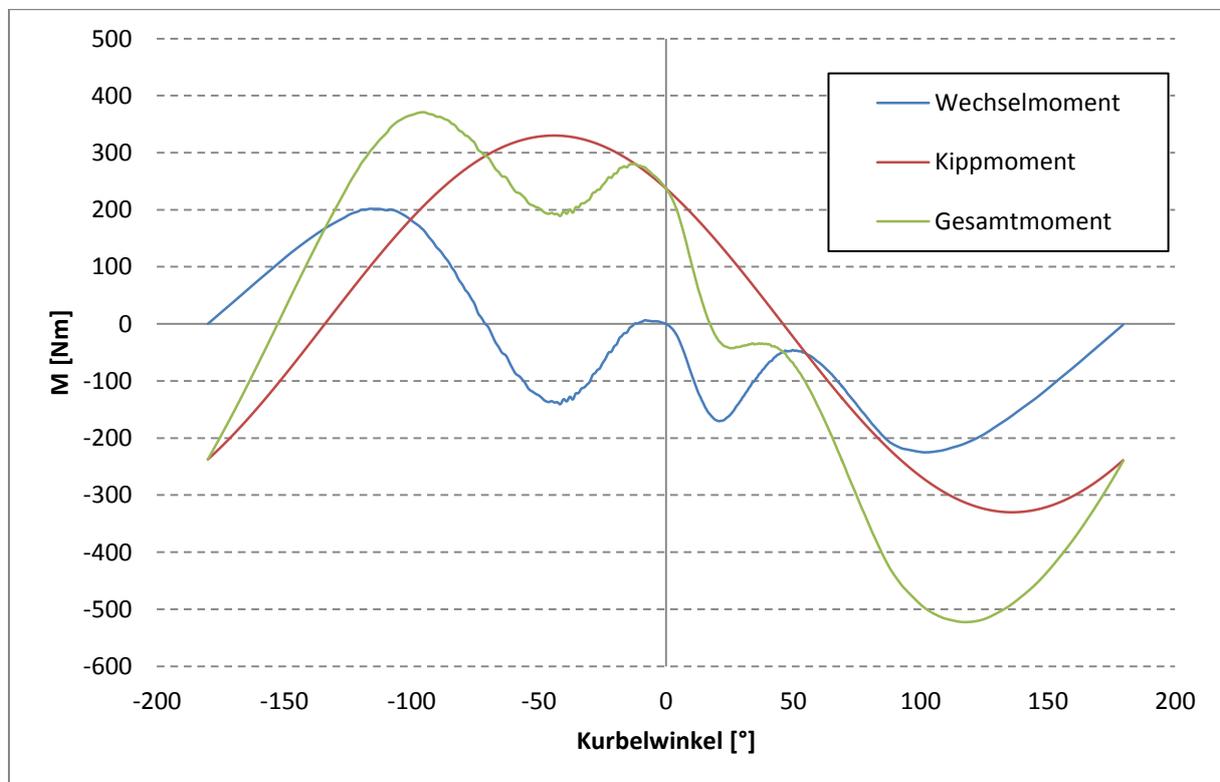


Abbildung 4.15: Momente um die Drehachse der Kurbelwelle ($p_e = 8\text{bar}$; $n = 8000\text{min}^{-1}$)

Die Gaskraft und die Geometrie des Kurbeltriebs beeinflussen das Wechselmoment, das von der Lage der Ausgleichswelle unabhängig ist.

Das Kippmoment stellt einen sinusförmigen Verlauf dar, dessen Amplitude unter anderem von d (Abstand der Ausgleichswelle zur Kurbelwelle) abhängt. Die Phasenlage des Kippmomentes ist vom Winkel δ abhängig (vgl. (Gl. 2.23)). Durch Variation von d und δ kann damit die Größe und Phasenlage des Kippmomentes angepasst werden.

Wie bereits in der Theorie erwähnt, kann durch die günstige Platzierung der Ausgleichswelle eine „Glättung“ der beiden Momente erreicht werden.

Stellt sich nun die Frage, für welche Position der Ausgleichswelle dies der Fall ist.

4.7.2.1 Günstige Lage der Ausgleichswelle hinsichtlich der „Glättung“ von Wechsel- und Kippmoment

Zur Bewertung wurde der Betrag des maximalen Gesamtmomentes $|M_G|$ herangezogen. Dieses wurde für verschiedene Winkellagen δ und Abstände d der Ausgleichswelle berechnet. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.16 dargestellt.

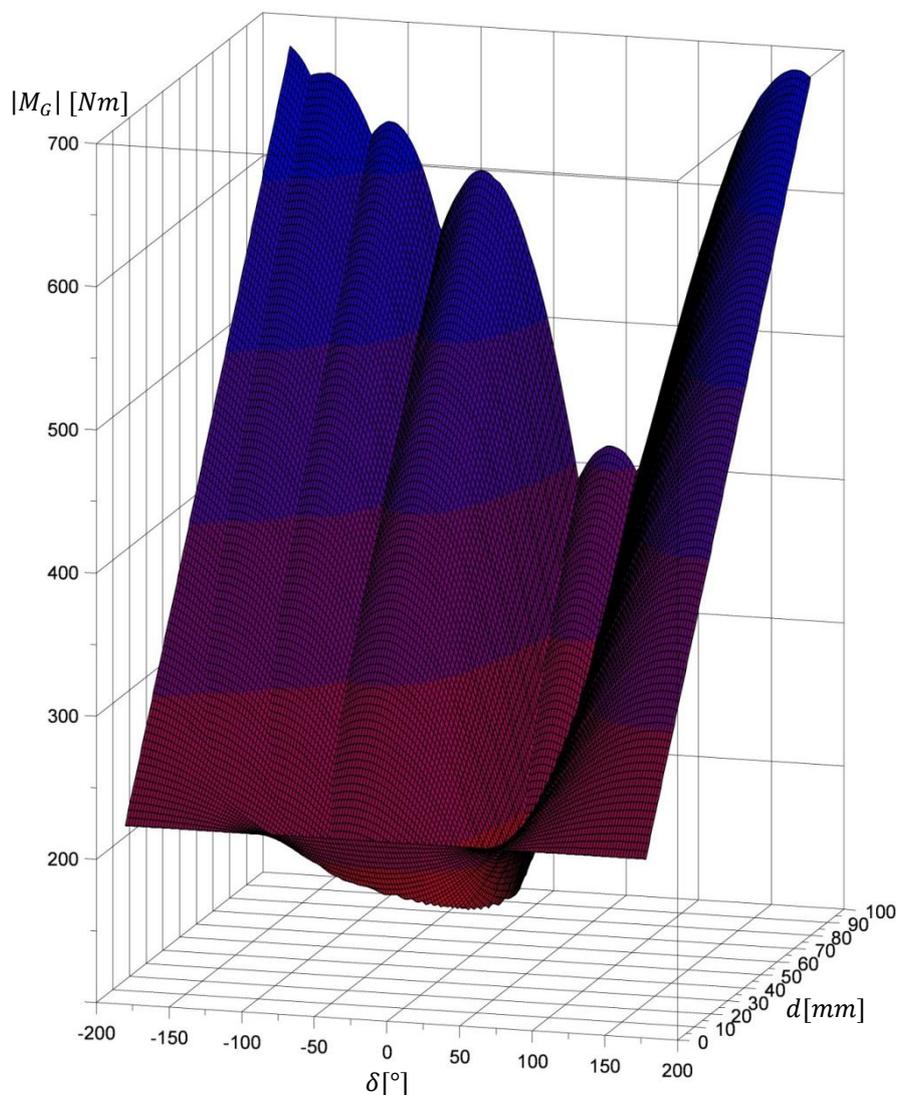


Abbildung 4.16: Betrag des Gesamtmomentes in Abhängigkeit der Ausgleichswellenposition bei $p_e = 8\text{bar}$; $n = 8000\text{min}^{-1}$

Der Winkel δ wurde, ausgehend von Null auf der Zylinderachse, positiv in Drehrichtung des Motors aufgetragen. Für den Abstand d wurden Werte von 0 bis 100mm gewählt.

Bei $d = 0$ nimmt $|M_G|$ immer den gleichen Wert an, da kein Kippmoment vorhanden ist. Der Betrag des maximalen Gesamtmomentes nimmt seinen Kleinstwert bei $d \approx 30\text{mm}$ und $\delta \approx 33^\circ$ an. Damit wäre, hinsichtlich der gegenseitigen „Glättung“ der Momente, diese Lage der Ausgleichswelle die günstigste (für den betrachteten Betriebspunkt). Aus Platzgründen konnte die Position jedoch nicht gewählt werden.

4.7.3 Berechnung der Lagerkräfte

Die Unwucht der Ausgleichswelle stellte die Grundlage für die Berechnung der Lagerkräfte dar. In Abbildung 4.17 sind die zur Berechnung relevanten Formelzeichen eingetragen.

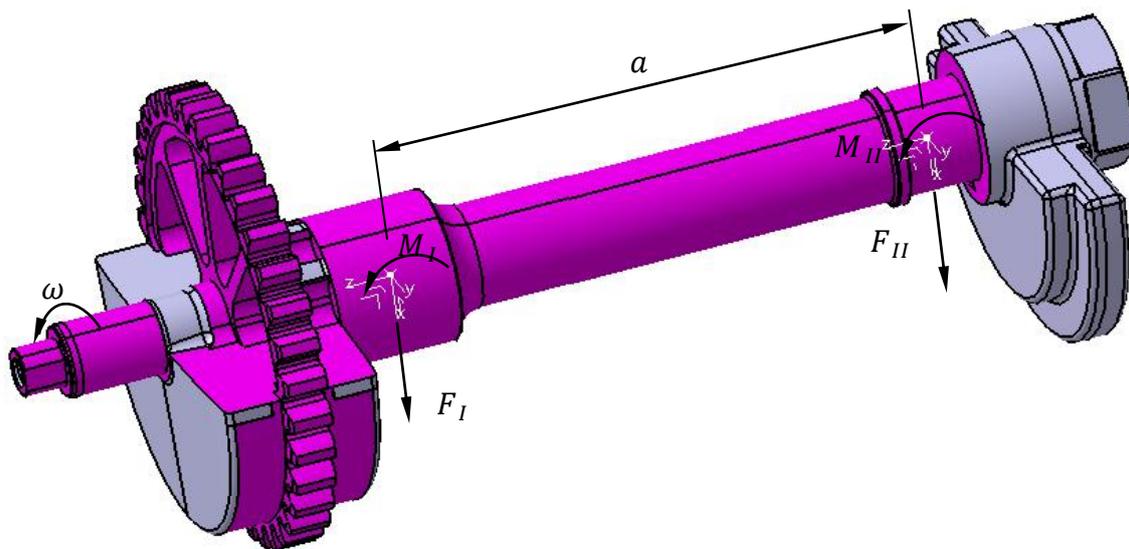


Abbildung 4.17: Skizze zur Lagerkraftberechnung der Ausgleichswelle

Es wird je ein Koordinatensystem in den Mittelpunkt der Lagerstelle gelegt. Zu jedem dieser Koordinatensysteme wird der Trägheitstensor θ mit den Werten aus dem CAD- Programm gefüllt. Danach kann das Moment in den Lagerstellen mit dem Drallsatz berechnet werden.

$$\vec{M} = \theta \cdot \vec{\omega} + \vec{\omega} \times (\theta \cdot \vec{\omega}) \quad (\text{Gl. 4.1})$$

Die Trägheitstensoren stellen sich wie folgt dar, die Komponenten darin tragen die Einheit $[kg \cdot m^2]$.

$$\boldsymbol{\theta}_I = \begin{bmatrix} 0,00326 & 0 & 0,000129 \\ 0 & 0,00326 & 0 \\ 0,000129 & 0 & 0,000358 \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\theta}_{II} = \begin{bmatrix} 0,00673 & 0 & -0,000457 \\ 0 & 0,00673 & 0 \\ -0,000457 & 0 & 0,000358 \end{bmatrix}$$

Die Winkelbeschleunigung $\vec{\omega}$ wird mit Nullvektor $\vec{0}$ angesetzt.

Damit ergeben sich die Momente zu:

$$\vec{M}_I = \begin{bmatrix} 0 \\ 90,856 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \vec{M}_{II} = \begin{bmatrix} 0 \\ -321,143 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Die Lagerkräfte können aus der Definition des Momentes berechnet werden.

$$\vec{M}_I = \vec{r}_I \times \vec{F}_I \quad \vec{M}_{II} = \vec{r}_{II} \times \vec{F}_I$$

Dabei stellt \vec{r} den Ortsvektor dar, er nimmt folgende Werte an:

$$\vec{r}_I = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -0,089 \end{bmatrix} \quad \vec{r}_{II} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0,089 \end{bmatrix}.$$

Daraus erhält man die Lagerkräfte zu:

$$\vec{F}_I = \begin{bmatrix} -3608 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \vec{F}_{II} = \begin{bmatrix} -1021 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Die Koordinatensysteme sind mit der Ausgleichswelle verbunden und drehen sich daher mit, \vec{F}_I und \vec{F}_{II} sind aus dem Grund auch umlaufend.

4.7.4 Lebensdauernachweis der Lager

Für die Lagerstelle 1 wurde ein Nadellager gewählt.

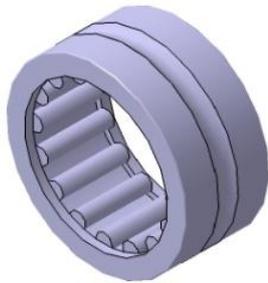


Abbildung 4.18: Lager1 der Ausgleichswelle

Für die Lagerstelle 2 wurde ein Rillenkugellager gewählt.

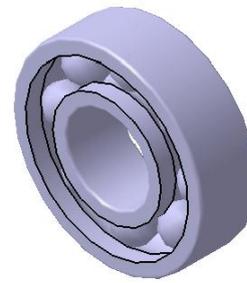


Abbildung 4.19: Lager2 der Ausgleichswelle

In Tabelle 4.5 sind die Daten der ausgewählten Lager zusammengefasst.

Benennung	Lager 1	Lager 2	Bemerkung
Lagerdaten			
Lagerbezeichnung	RNA 4904	6203	[10]
Innendurchmesser d	25mm	17mm	
Außendurchmesser D	37mm	40mm	
Lagerbreite B	17mm	12mm	
Masse m	0,052kg	0,065kg	
Dynamische Tragzahl C	21,6kN	9,5kN	
Statische Tragzahl C_0	28kN	4,75kN	
Bezugsdrehzahl n_B	15000min ⁻¹	20000min ⁻¹	
Grenzdrehzahl n_{Grenz}	17000min ⁻¹	22000min ⁻¹	
Lebensdauerberechnung			
P	3,608kN	1,021kN	Lagerkräfte
n	8000min ⁻¹	8000min ⁻¹	
L_h	811h	1678h	(Gl. 2.67)

Tabelle 4.5: Lager der Ausgleichswelle

Die Lebensdauer vom Lager 1 beträgt mehr als 800 Stunden, was einen vollkommen ausreichenden Wert darstellt.

4.7.5 Berechnung des Antriebsmomentes bzw. der Antriebsleistung

Das maximale Antriebsmoment setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

- Trägheitskräfte
- Kräfte aus Lagerreibung
- Kräfte aus dem Luftwiderstand.

Für die Berechnung der Antriebsleistung werden die Trägheitskräfte nicht miteinbezogen, da sie nur während der Beschleunigungsphase wirken und im Betrieb mit konstanter Drehzahl nicht anfallen.

Die Kräfte aus dem Luftwiderstand wurden, aus Gründen der Vereinfachung, nicht berücksichtigt.

Benennung	Formelzeichen	Wert	Bemerkung
Trägheitsmoment Kurbelwelle	I_W	$0,005024 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	CAD
Trägheitsmoment Generator	I_G	$0,001613 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	CAD
Trägheitsmoment Primärtrieb	I_P	$0,000195 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	CAD
Trägheitsmoment Kupplung	I_K	$0,009327 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	CAD
Trägheitsmoment Ausgleichswelle	I_{AW}	$0,000358 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	CAD
Übersetzung Primärtrieb	i_P	2,74	(Gl. 2.31)
Trägheitsmoment Motor	I_M	$0,008432 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	$I_M = I_W + I_G + I_P + I_K \cdot \left(\frac{1}{i_P}\right)^2 + I_{AW}$
Max. Motormoment	M_d	45Nm	Tabelle 1.2
Winkelbeschleunigung	$\dot{\omega}$	5337 rad/s^2	$\dot{\omega} = \frac{M_d}{I_M}$
Moment aus Winkelbeschleunigung	$M_{AW}(\dot{\omega})$	1,91Nm	$M_{AW}(\dot{\omega}) = I_{AW} \cdot \dot{\omega}$
Lagerreibmoment, Lager1	$M_{Reib I}$	0,013Nm	(Gl. 2.68)
Lagerreibmoment, Lager2	$M_{Reib II}$	0,059Nm	(Gl. 2.68)
max. Antriebsmoment	M_{AW}	1,98Nm	$M_{AW} = M_{AW}(\dot{\omega}) + M_{Reib I} + M_{Reib II}$
Antriebsleistung konst.	P_{AW}	60W	$P_{AW} = (M_{Reib I} + M_{Reib II}) \cdot \omega$

Tabelle 4.6: Antriebsmoment und Antriebsleistung der Ausgleichswelle

Auf Grund des geringen Wertes von M_{AW} , wurde dieser in den weiteren Berechnungen nicht miteinbezogen. Von einer Zahnkraftberechnung am Antriebsrad wurde ebenfalls abgesehen.

4.7.6 Wellenberechnung

Wie in Abbildung 4.20 zu sehen, wurde von einer vereinfachten Wellengeometrie ausgegangen. Das Wellenende, an dem sich das Wasserpumpenrad befindet, wurde bis auf das Ausgleichsgewicht gekürzt. Dieser Bereich hat, in Bezug auf die Festigkeit der Welle, einen sehr geringen Einfluss (Antrieb- und Biegemoment des Wasserpumpenrades). Das Ausgleichsgewicht auf der Welle wurde für die Berechnung des Widerstandsmomentes als Scheibe angesehen. Die Kräfte aus der Unwucht wurden durch Ersatzkräfte Fu_1 und Fu_2 an den Stellen der Ausgleichsgewichte angesetzt.

Die Maße in Abbildung 4.20 sind in mm angegeben. Für die Wellenbereiche eins bis fünf (alles Kreisquerschnitte) ist das Widerstandsmoment für Biegung W_b nach (Gl. 4.2) berechnet worden.

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad (\text{Gl. 4.2})$$

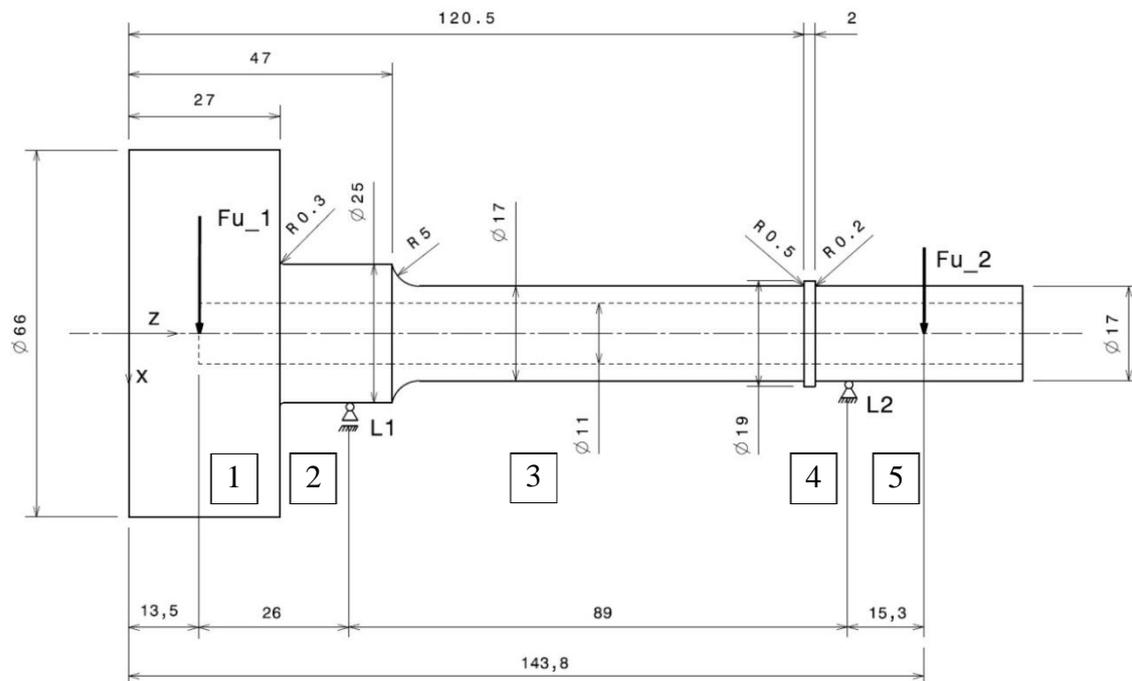


Abbildung 4.20: Geometrie zur Wellenberechnung

Mit den Ersatzkräften und den Lagerkräften wurde der Biegemomentverlauf berechnet, dieser ist in Abbildung 4.21 dargestellt. Die Biegespannung σ_b berechnet sich aus (Gl. 4.3), ihr Verlauf ist in Abbildung 4.22 zu sehen.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

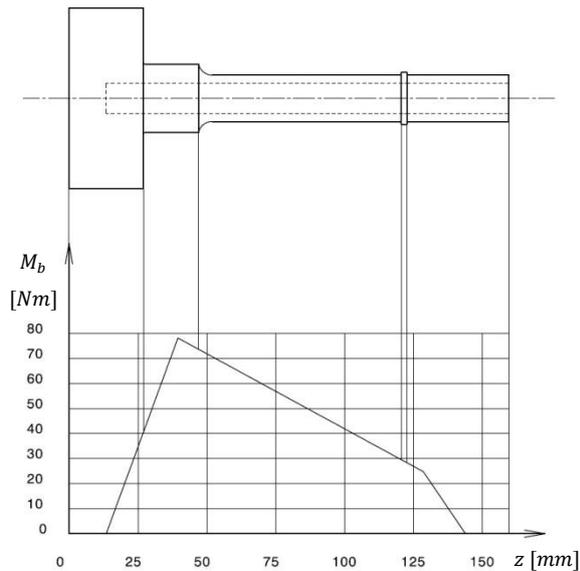


Abbildung 4.21: Biegemomentverlauf

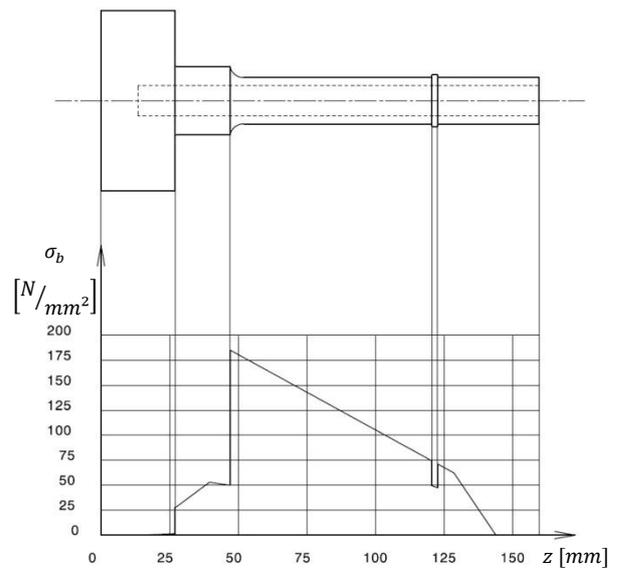


Abbildung 4.22: Biegespannungsverlauf

Die größte Biegespannung liegt bei $z = 47\text{mm}$. Diese Position stellt den kritischen Querschnitt dar, welcher auf statische und dynamische Haltbarkeit untersucht wurde. Dies erfolgte nach der in [11] beschriebenen Vorgangsweise. Die für die Berechnung benötigten Daten des verwendeten Wellenwerkstoffs sind in Tabelle 4.7 zusammengefasst.

Benennung	$R_{mN} \text{ [N/mm}^2\text{]}$	$R_{eN}; R_{p0,2N} \text{ [N/mm}^2\text{]}$	$\sigma_{bWN} \text{ [N/mm}^2\text{]}$	$\sigma_{bSchN} \text{ [N/mm}^2\text{]}$
15CrNi6	1000	680	400	640

Tabelle 4.7: Werkstoffdaten (Auszug) [12]

4.7.6.1 Statischer Festigkeitsnachweis

Die Schritte zur Ermittlung der Sicherheit gegen Fließen S_F im kritischen Querschnitt sind in Tabelle 4.8 aufgelistet.

Benennung	Formel (zeichen)	Wert	Bemerkung
max. Biegespannung	$\sigma_{b \max}$	185,3 N/mm ²	Abbildung 4.22
Streckgrenze	$R_{p0,2N}$	680	Tabelle 4.7
technologischer Größeneinflussfaktor	K_t	0,92	[12, p. 48]
Biegefließgrenze	$\sigma_{bF} = 1,2 \cdot R_{p0,2N} \cdot K_t$	750,7 N/mm ²	[11, p. 63]
Sicherheit gegen Fließen	$S_F = \frac{\sigma_{bF}}{\sigma_{b \max}}$	4,05	[11, p. 63]
erforderliche Mindestsicherheit	$S_{F \min}$	1,5	[12, p. 51]

Tabelle 4.8: Daten zum statischen Festigkeitsnachweis

Da $S_F > S_{F \min}$ ist, kann nach statischen Gesichtspunkten von einer ausreichenden Bemessung ausgegangen werden.

4.7.6.2 Dynamischer Festigkeitsnachweis

Die auftretende Biegespannung ist dynamisch schwelend, sie bewegt sich zwischen Null und der max. Biegespannung $\sigma_{b \max}$. Die Berechnungsschritte sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst.

Benennung	Formel (zeichen)	Wert	Bemerkung
Biegeausschlagspannung	σ_{ba}	185,3 N/mm ²	Abbildung 4.22
Biegeunterspannung	σ_{bu}	0 N/mm ²	
Biegemittelspannung	$\sigma_{bm} = \frac{\sigma_{ba} + \sigma_{bu}}{2}$	92,7 N/mm ²	[11, p. 39]
Biegenennspannung	$\sigma_{bSch N}$	640 N/mm ²	Tabelle 4.7
Konstruktionsfaktor	K_{Db}	1,28	[11], [12]
Gestaltwechselfestigkeit	$\sigma_{bGSch} = K_t \cdot \frac{\sigma_{bSch N}}{K_{Db}}$	460 N/mm ²	[11, p. 57]

Vergleichsmittelspannung ¹	$\sigma_{mv} = \sigma_{bm}$	92,7 N/mm ²	[11, p. 60]
Mittelspannungsempfindlichkeit	ψ_{σ}	0,25	[11], [12]
Gestaltdauerfestigkeit	$\sigma_{bGA} = \frac{\sigma_{bGSch} - \psi_{\sigma} \cdot (\sigma_{mv} - \sigma_{ba})}{1 + \psi_{\sigma}}$	386,5 N/mm ²	[11, p. 58]
Sicherheit gegen Dauerbruch	$S_D = \frac{\sigma_{bGA}}{\sigma_{ba}}$	2,08	[11, p. 64]
erforderliche Mindestsicherheit	$S_{D\ min}$	1,5	[12, p. 51]

Tabelle 4.9: Daten zum dynamischen Festigkeitsnachweis

Auch im dynamischen Festigkeitsnachweis ist die Bedingung für ausreichende Bemessung $S_D > S_{D\ min}$ erfüllt.

¹ Die Vergleichsmittelspannung wird im Allgemeinen nach der entsprechenden Festigkeitshypothese ermittelt. Für den verwendeten Werkstoff ist die Gestaltsänderungsenergiehypothese GEH anzuwenden. Nachdem in der Berechnung die Torsionsspannung vernachlässigt wurde und keine Zug- Druckspannungen vorliegen, entspricht die Vergleichsmittelspannung der Biegemittelspannung.

4.7.7 Ritzel

Das Ritzel der Ausgleichswelle ist in Abbildung 4.23 dargestellt. Zur Festlegung der Winkellage auf der Kurbelwelle wird eine Scheibenfeder verwendet. Die Scheibenfedernut steht in der entsprechenden Lage zur markierten Zahnücke. Die Zahnradgeometrie ist auf der Fertigungszeichnung (Abbildung 6.7) angegeben.

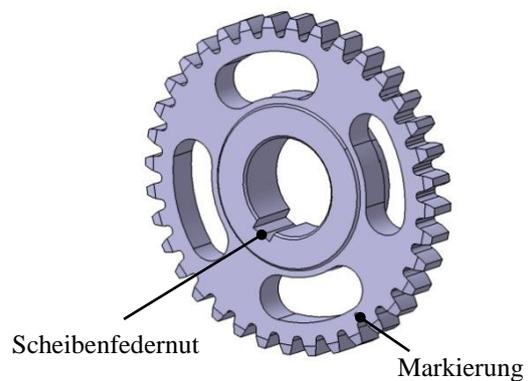


Abbildung 4.23: Ritzel der Ausgleichswelle

4.8 Primärtrieb

Der Primärtrieb stellt das erste Glied in der Kraftübertragung von der Kurbelwelle zum angetriebenen Hinterrad dar. Es wird aus einem geradzahnten Stirnradtrieb gebildet, dessen Achsabstand durch die Verwendung des bestehenden Getriebes vorgegeben war. Nachdem aber die Kurbelwelle etwas abgeändert wurde, musste ein neues Ritzel konstruiert werden. Das Rad ist mit dem Kupplungskorb vernietet, es musste wegen des Wegfalls des Kickstarters ebenfalls abgeändert werden.

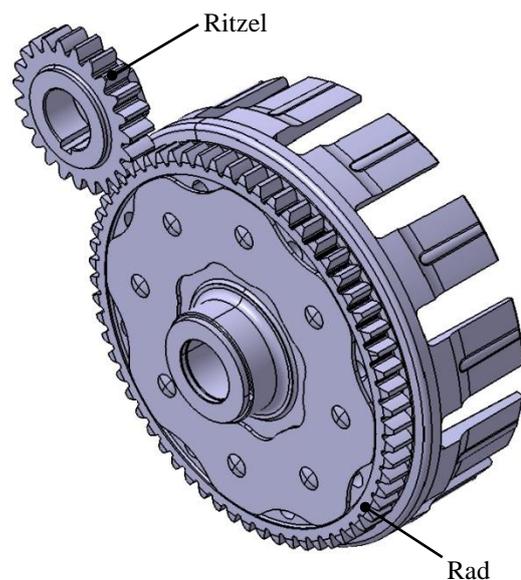


Abbildung 4.24: Primärtrieb

4.8.1 Geometrie

Die Geometrie des Primärtriebs ist in Tabelle 4.10 zusammengefasst.

Benennung	Formel- (zeichen)	Wert	Bemerkung	
Achsabstand	a	98 mm	vorgegeben	
Eingriffswinkel	α	20°	vorgegeben	
Modul	m	2,25 mm	gewählt	
Übersetzungsverhältnis	i	2,74	(Gl. 2.31)	
Betriebseingriffswinkel	α_w	21,92°	(Gl. 2.51)	
Summe der Profilverschiebungsfaktoren	$x_1 + x_2$	0,5815	(Gl. 2.52)	
Profilüberdeckung	ε_α	1,54	(Gl. 2.43)	
			Ritzel	Rad
Zähnezahl	z	23	63	vorgegeben
Zahnbreite	b	11 mm	10 mm	gewählt
Profilverschiebungsfaktor	x	0,370	0,212	gewählt
Teilkreisdurchmesser	d	51,75 mm	141,75 mm	(Gl. 2.34)
Betriebswälzkreisdurchmesser	d_w	52,42 mm	143,58 mm	(Gl. 2.35)
Kopfkreisdurchmesser	d_a	57,80 mm	143,58 mm	(Gl. 2.37)
Fußkreisdurchmesser	d_f	47,79 mm	137,80 mm	(Gl. 2.38)
Grundkreisdurchmesser	d_b	48,63 mm	133,20 mm	(Gl. 2.42)

Tabelle 4.10: Geometrie des Primärtriebs

4.8.2 Ritzel

Das Ritzel ist über eine Scheibenfeder formschlüssig mit der Kurbelwelle verbunden. Es wird gemeinsam mit dem Ritzel der Ausgleichswelle, einer Zwischenhülse und dem Innenring des Hauptlagers gegen den Wellenbund verspannt. Die Zwischenhülse bildet außerdem die Lauffläche des Kurbelwellendichtrings und ist auf der Welle mit einem O-Ring abgedichtet. Der Innenring des Hauptlagers erhält durch diese Anordnung eine entsprechende Fixierung.

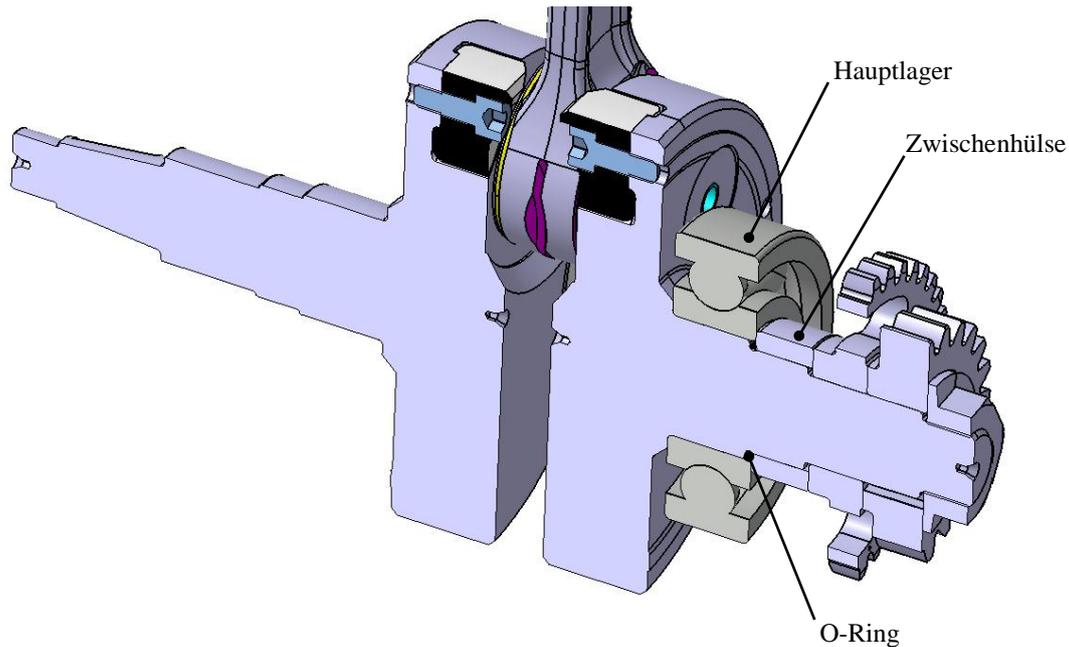


Abbildung 4.25: Zusammenbau, Ritzel des Primärtriebs

4.8.2.1 Festigkeitsnachweis

Mit den Geometriedaten und dem zu übertragenden Moment, wurde die Berechnung der Zahnfußspannung und die Hertz'sche Pressung nach der in [13] beschriebenen Vorgangsweise durchgeführt. Als Werkstoff für das Ritzel kam ein Einsatzstahl zur Verwendung, dessen Daten ebenfalls in Tabelle 4.11 angeführt sind.

Benennung	Formel- (zeichen)	Wert	Bemerkung
Werkstoff (16CrNi4)			
Zahnfußfestigkeit	σ_{Fl}	500 N/mm^2	[9]
Hertz'sche Pressung	σ_{Hl}	1630	[9]
Kräfte			
Nenn Drehmoment	T_1	45 Nm	Tabelle 1.2
Betriebsfaktor	φ	2,5	[9, p. A61]
Umfangskraft a. T.	F_t	4348 N	(Gl. 2.54)
Zahnfußspannung			
Verzahnungsqualität		8	[9, p. A108]
Zahnformfaktor	Y_F	2,33	[9, p. A106]
Hilfsfaktor	q_L	0,55	[9, p. A107]
Stirnlastverteilungsfaktor	$K_{F\alpha}$	1	[9, p. A107]
Lastanteilfaktor	Y_ε	0,649	(Gl. 2.57)

Zahnfußspannung	σ_F	266 N/mm^2	(Gl. 2.58)
Sicherheit gegen Zahnbruch	$S_F = \frac{\sigma_{Fl}}{\sigma_F}$	1,88	
Erforderliche Sicherheit	$S_{F \min}$	1,3	[9, p. A99]
Hertz'sche Pressung			
Materialfaktor	Z_M	$268 \sqrt{\text{N/mm}^2}$	(Gl. 2.59)
Flankenformfaktor	Z_H	1,68	(Gl. 2.60)
Überdeckungsfaktor	Z_ε	0,91	(Gl. 2.61)
Stirnlastverteilungsfaktor	$K_{H\alpha}$	1,02	(Gl. 2.62)
Hertz'sche Pressung im Wälzpunkt	σ_H	1336	(Gl. 2.64)
Sicherheit gegen Grübchenbildung	$S_H = \frac{\sigma_{Hl}}{\sigma_H}$	1,22	
Erforderliche Sicherheit	$S_{H \min}$	1	[9, p. A106]

Tabelle 4.11: Festigkeitsnachweis zum Ritzel

Da die berechneten Sicherheiten größer als die erforderlichen sind, kann von einer ausreichenden Dimensionierung ausgegangen werden.

4.8.3 Rad

Am ursprünglichen Rad des Primärtriebs war zusätzlich ein Zahnrad für den Antrieb des Kick-Starters vorhanden. Nachdem der neue Motor nur über einen Elektro- Starter verfügt, wurde dieses entfernt und durch einen Wellenansatz ersetzt. Dieser Ansatz ist notwendig, um die Eingangswelle ohne Änderungen aus dem bestehenden Getriebe verwenden zu können.



Abbildung 4.26: Ursprüngliches Rad des Primärtriebs

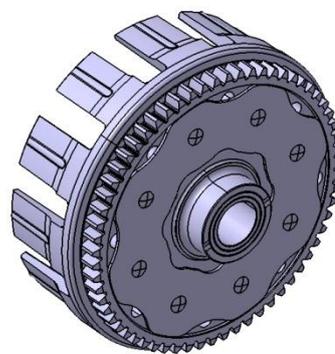


Abbildung 4.27: Abgeändertes Rad des Primärtriebs

Um eine Reserve für die nachfolgende Bearbeitung zu haben, wurde für die Fertigung von Ritzel und Rad das Bezugsprofil III (vgl. 2.3.4) gewählt. Die Bemaßungen sind aus den Fertigungszeichnungen (Abbildung 6.8 und Abbildung 6.9) zu entnehmen.

4.9 Starterantrieb

Der Starterantrieb sollte aufgrund der Gleichteilverwendung aus einem bestehenden Motor übernommen werden. Darüber hinaus war gefordert, dass die Montage des Elektro- Starters ohne Zerlegen des Motors möglich ist. In Abbildung 4.28 ist die ursprüngliche Anordnung des Starterantriebs dargestellt. Unter Einhaltung der Achsabstände, wurden die Positionen der Komponenten für den neuen Motor angepasst.

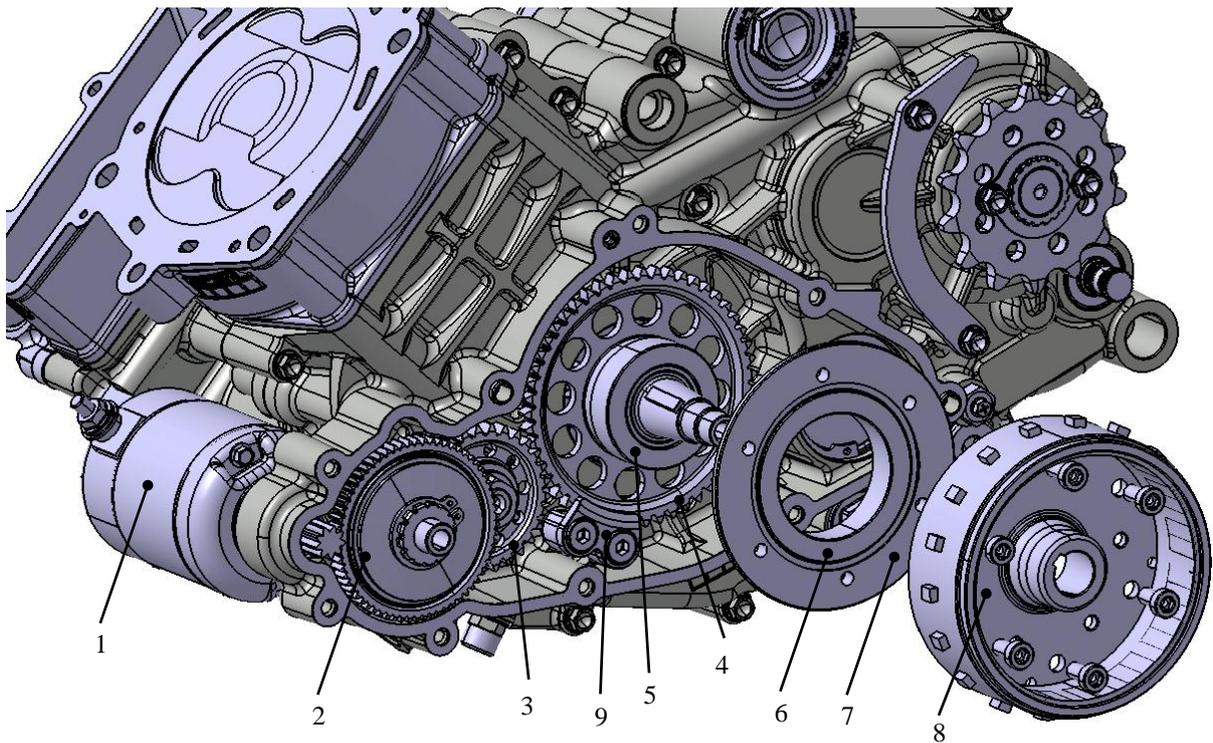


Abbildung 4.28: Ursprüngliche Anordnung des Starterantriebes

Der Starterantrieb besteht aus den folgenden Bauteilen:

Nr.	Benennung / Beschreibung
1	Starter
2	Rad der ersten Übersetzungsstufe mit Überlastkupplung
3	Zwischenrad
4	Rad der zweiten Übersetzungsstufe
5	Innenring des Freilaufs
6	Klemmkörper des Freilaufs
7	Außenring des Freilaufs, mit dem Rotor verschraubt
8	Rotor, über Kegelschaft und Scheibenfeder mit der Kurbelwelle verbunden
9	Sicherung gegen axiales Verschieben vom Rad (Pos. 4)

Tabelle 4.12: Bauteile des Starterantriebs

Beim Startvorgang erfolgt die Drehmomentübertragung der Reihe nach, von Nummer eins bis acht. Im Motorbetrieb stehen die Teile eins bis fünf still. Dies wird durch den Freilauf ermöglicht. Bauteil neun soll ein Berühren vom Innenring des Freilaufs am Rotor verhindern. Diese Sicherung ist mit dem Kurbelgehäuse verschraubt.

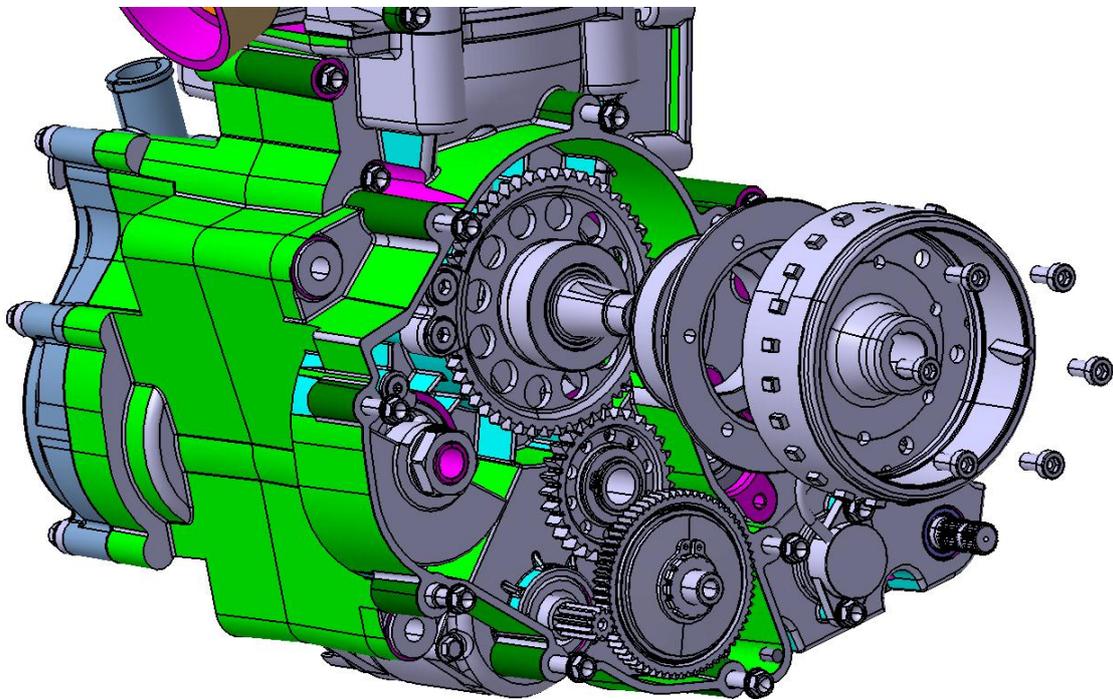


Abbildung 4.29: An den neuen Motor angepasster Starterantrieb

4.9.1 Änderungen im Starterantrieb

Neben der Neupositionierung der Bauteile, mussten noch eine Reihe weiterer Änderungen durchgeführt werden.

Das Zwischenrad war in der ursprünglichen Ausführung auf der Ausgleichswelle gelagert, aus Platzgründen musste ein eigener Lagerzapfen eingesetzt werden. Da die Drehrichtung des Motors, aus dem der Starterantrieb stammt, nicht mit der des neuen übereinstimmt, musste auch ein geänderter Freilauf verwendet werden. Diese Änderung konnte durch „Umdrehen“ der Klemmkörper erreicht werden. Als Starter musste ebenfalls einer mit umgekehrter Drehrichtung verwendet werden.

4.9.2 Rotor, Stator, Pick Up Sensor

Die Komponenten:

- Rotor
- Stator
- Pick Up Sensor

sorgen für die elektrische Energie am Motorrad und übernehmen die Drehzahl- und Positionserkennung der Kurbelwelle. Da der Rotor mit dem Außenring des Freilaufs verschraubt ist, musste dieser gemeinsam mit dem Stator und dem Pick Up Sensor mitübernommen werden.

Der Rotor ist mit 24 - 2 Zähnen ausgestattet, die Zahnücke steht in einer entsprechenden Winkellage zur Scheibenfedernut und damit auch zur Kurbelwelle. Der Pick Up Sensor, mit seiner definierten Lage, kann daraus das Drehzahlsignal und das Signal zur Positionserkennung der Kurbelwelle generieren. Die elektrische Energie entsteht im Stator, welcher mit dem linken Gehäusedeckel verschraubt ist.

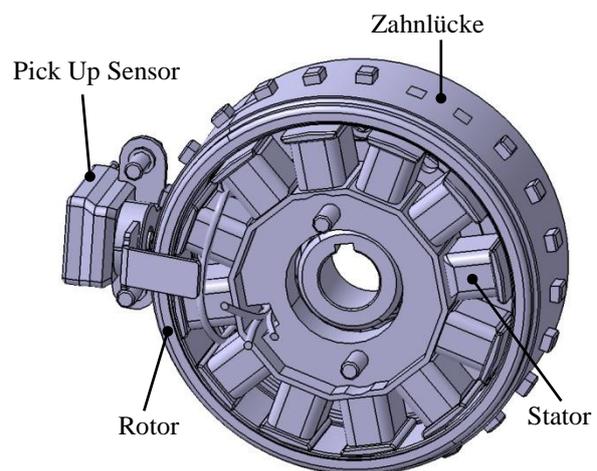


Abbildung 4.30: Rotor, Stator, Pick-up-Sensor

4.10 Getriebe

Wie bereits erwähnt, stammt das verwendete Getriebe aus einem 450 cm³, 4-Takt Einzylindermotor des Auftraggebers. Die Zahnradpaarungen und die Eingangswelle konnten ohne Änderung übernommen werden, die Ausgangswelle musste wegen des Wegfalls des Kick-Starters etwas angepasst werden. In Abbildung 4.31 sind die ursprünglichen Getriebewellen dargestellt.

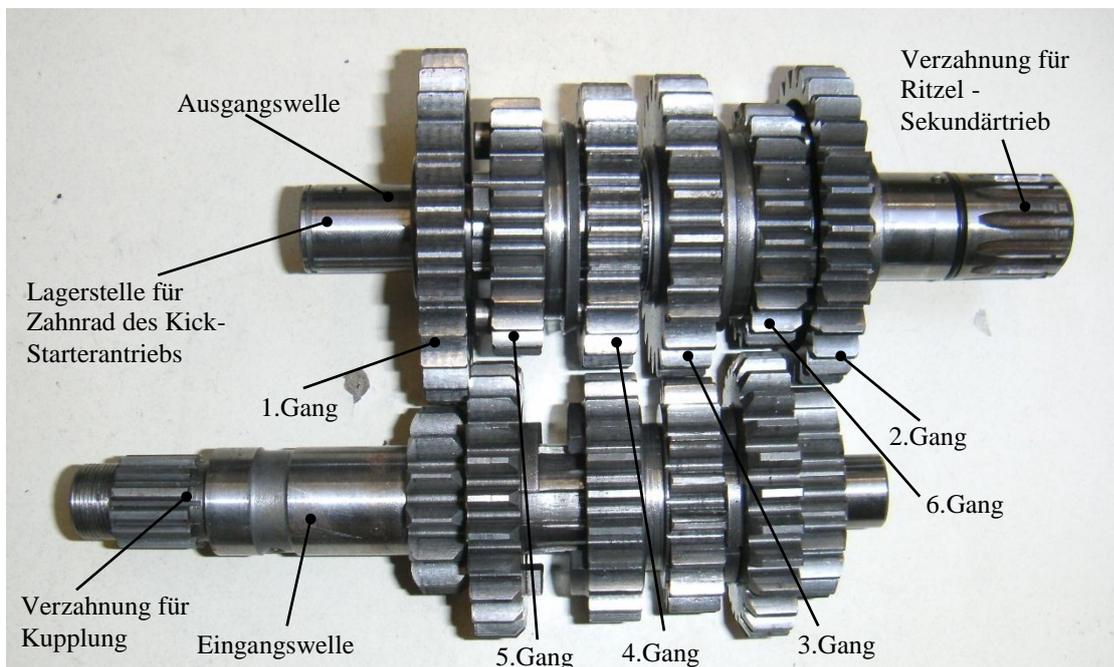


Abbildung 4.31: Ursprüngliche Getriebewellen

Nachdem das verwendete Getriebe ursprünglich in einem 4-Takt Motor eingesetzt wurde, war auch dessen Schmierung darauf abgestimmt. Die Ausgangswelle ist hohl gebohrt und auf der einen Seite mit einem Deckel verschlossen. Über eine kleine Bohrung auf der Seite des Ritzels ist die Welle an die Druckumlaufschmierung angebunden. Bohrungen unter den Zahnradern ermöglichen den Ölaustritt und damit die Schmierung der betreffenden Lager. Die Schmierung der Eingangswelle ist analog zur Ausgangswelle gestaltet.

Aufgrund des 2-Takt Verfahrens benötigt der neue Motor keine derartige Druckumlaufschmierung. Um trotzdem eine ausreichende Getriebeschmierung zu gewährleisten, wurde eine andere Lösung, auf die im Kapitel 4.16 näher eingegangen wird, gefunden.

In Tabelle 4.13 sind die Zähnezahlen der Gangräder und die Übersetzungen der einzelnen Gänge angeführt.

Gang	z_1	z_2	i
1	14	28	2,00
2	18	29	1,61
3	18	24	1,33
4	23	25	1,09
5	25	23	0,92
6	27	22	0,81

Tabelle 4.13: Übersetzungsverhältnisse des Getriebes

Abbildung 4.32 zeigt das Getriebe mit der angepassten Ausgangswelle (rot eingekreist).

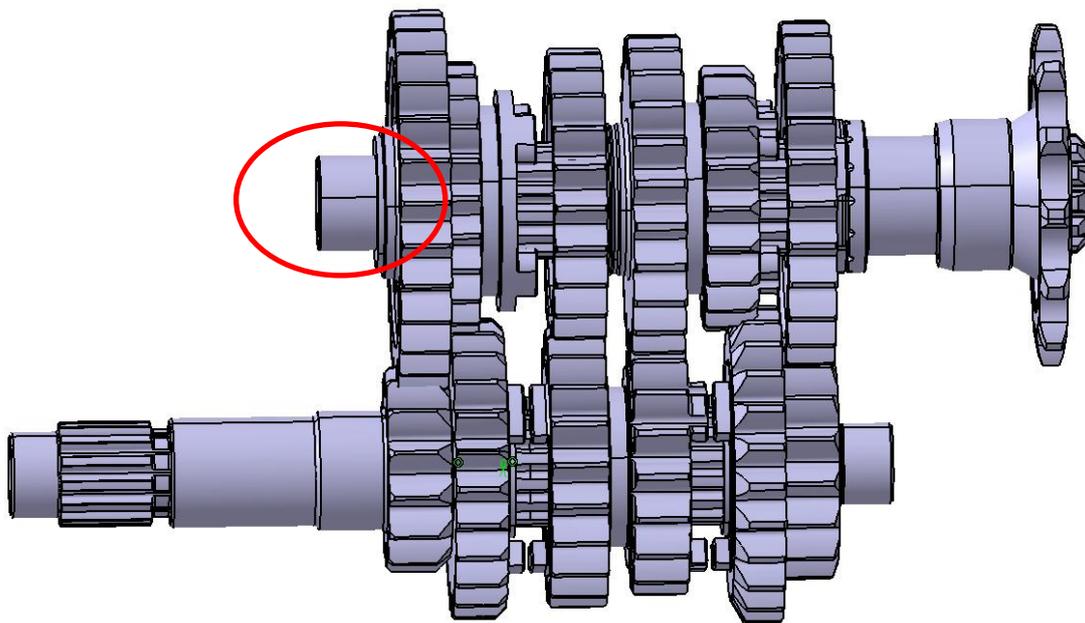


Abbildung 4.32: Angepasste Getriebewellen

Die Lagerstelle für das Zahnrad des Kick- Starterantriebs wurde bei der angepassten Ausgangswelle entfernt.

4.11 Kupplung

Die Kupplung befindet sich auf der Eingangswelle und stammt aus dem gleichen Motor wie das Getriebe. Für die hydraulische Betätigung musste jedoch ein neuer Kupplungsaktuator konstruiert werden, da die Verwendung des bestehenden aus Platzgründen nicht möglich war. Darauf wird im Punkt Kupplungsbetätigung eingegangen.

4.11.1 Funktion

Bei der verwendeten Kupplung handelt es sich um eine Lamellenkupplung mit 7 Innen- und 8 Außenlamellen. Die Außenlamellen sind mit Reibbelägen versehen, die Innenlamellen sind als Stahlscheiben ausgeführt. Das Lamellenpaket wird über 6 Schraubenfedern zusammengepresst. Die Drehmomentübertragung erfolgt vom Rad des Primärtriebs auf den Kupplungskorb und von dort auf die Außenlamellen. Diese werden, im eingekuppelten Zustand, durch die Spiralfedern über die Druckplatte gegen die Innenlamellen gepresst. Die Innenlamellen stehen über eine Verzahnung mit der Kupplungsnahe im Eingriff. Die Kupplungsnahe ist über eine Verzahnung mit der Eingangswelle verbunden und gibt das Drehmoment auf diese weiter.

Im ausgekuppelten Zustand wird die Druckplatte über eine Steuerstange von den Lamellen abgehoben. Dadurch entsteht ein Spiel zwischen den Lamellen und die Drehmomentübertragung ist unterbrochen.

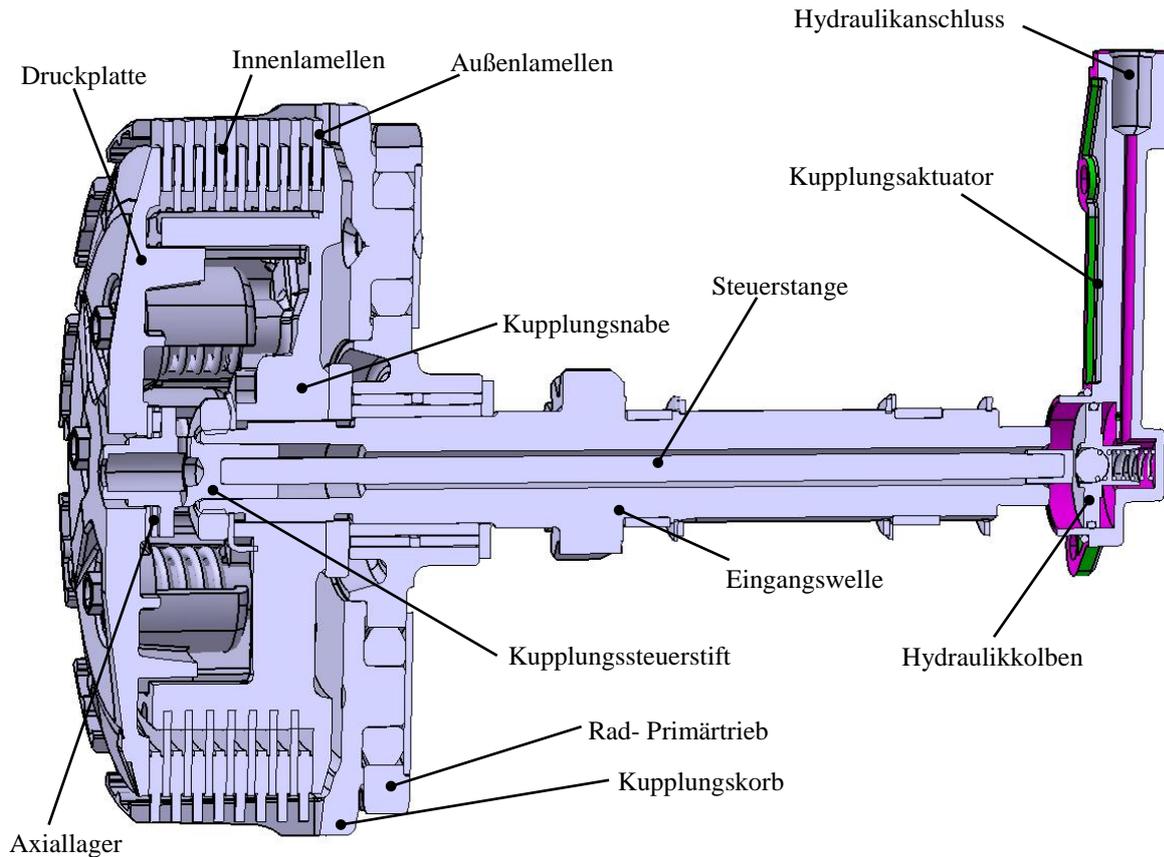


Abbildung 4.33: Kupplung mit Betätigung

4.11.2 Kupplungsbetätigung

Die Kupplung verfügt über eine hydraulische Betätigung, die vom Kupplungsaktor ausgeführt wird. Dieser musste, unter Beibehaltung der hydraulischen Übersetzung, neu konstruiert werden, da der Hydraulikanschluss des bestehenden Aktuators in den Bereich der Antriebskette ragte.

Die Betätigung der Kupplung erfolgt über die Steuerstange, welche durch die hohl gebohrte Eingangswelle geführt ist. Diese trifft auf den Kupplungssteuerstift, der über ein Axiallager mit der Druckplatte in Verbindung steht. Die Verschiebung der Steuerstange erfolgt durch den Hydraulikkolben im Kupplungsaktor.

4.11.3 Kupplungsaktuator

In Abbildung 4.35 ist die Baugruppe des neuen Kupplungsaktuators dargestellt. Der Hydraulikkolben, die Feder und die Kugel wurden vom bestehenden (Abbildung 4.34) übernommen, das neue Aktuatorgehäuse ist als Gussteil ausgeführt. Die Bemaßungen sind auf der Fertigungszeichnung (Abbildung 6.10) ersichtlich.

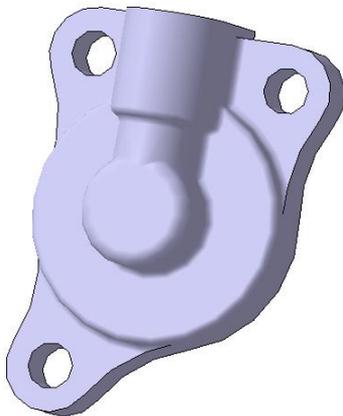


Abbildung 4.34: Bestehender Kupplungsaktuator

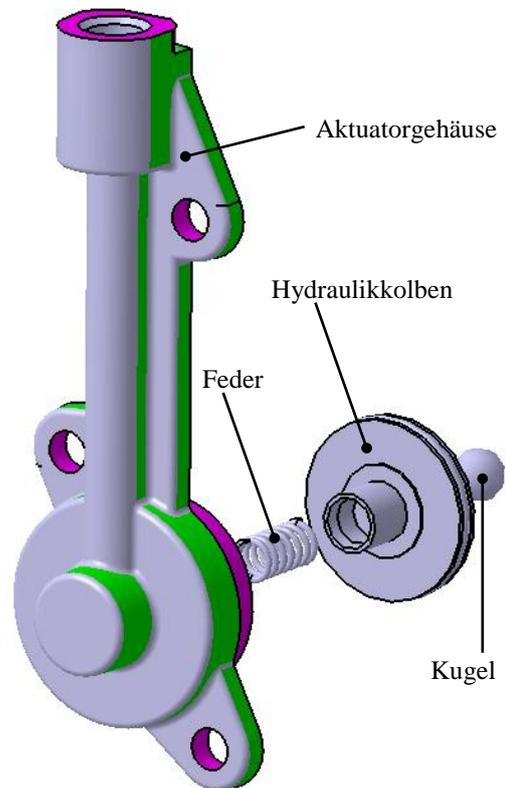


Abbildung 4.35: Neuer Kupplungsaktuator

4.12 Schaltmechanismus

Abbildung 4.36 zeigt den Schaltmechanismus in seiner ursprünglichen Form wie er im übernommenen Getriebe verwendet wird.

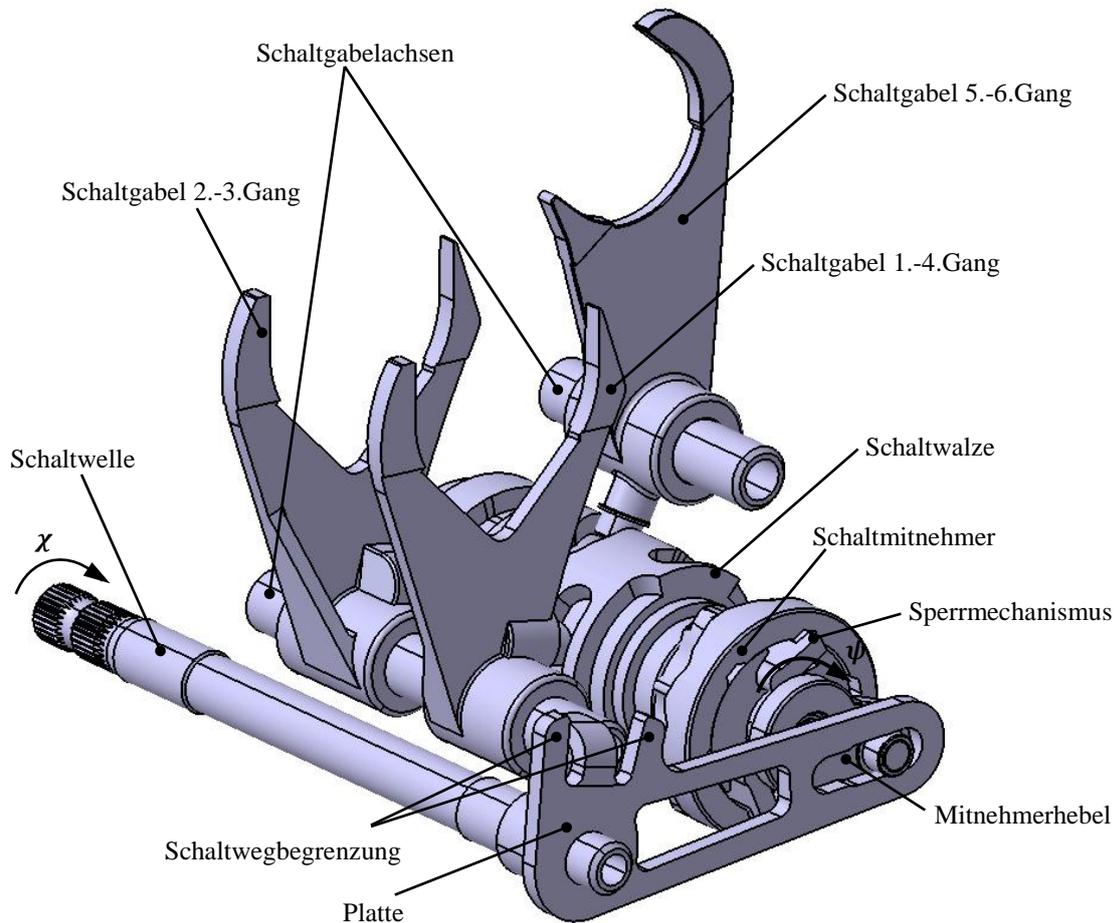


Abbildung 4.36: Ursprünglicher Schaltmechanismus

Dieser Schaltmechanismus nimmt wesentlich mehr Platz in Anspruch als im neuen Motor zur Verfügung steht. Deshalb mussten auch hier Änderungen vorgenommen werden. Diese sollen jedoch unter Einhaltung folgender Rahmenbedingungen durchgeführt werden.

1. Verwendung der bestehenden Schaltwalze
2. Einhaltung des vorgegebenen Schaltweges am Schalthebel
3. Einhaltung der vorgegebenen Position des Schalthebels

Die Schaltwalze mit den ausgefrästen Bahnen zur Führung der Schaltgabeln soll weitestgehend übernommen werden, um die Konstruktion und Fertigung eines

anspruchsvollen Bauteils zu umgehen. Aus Platzgründen war eine Verschiebung der Schaltwalze jedoch unumgänglich. Da die Schaltgabelachsen und die Schaltwelle in einer bestimmten Lage zur Schaltwalze angeordnet sein müssen, war eine Anpassung der Position dieser Bauteile ebenfalls notwendig. Bei der Positionierung der Schaltwelle war es darüber hinaus erforderlich, die vom Auftraggeber geforderten Punkte einzuhalten (Abbildung 4.37).

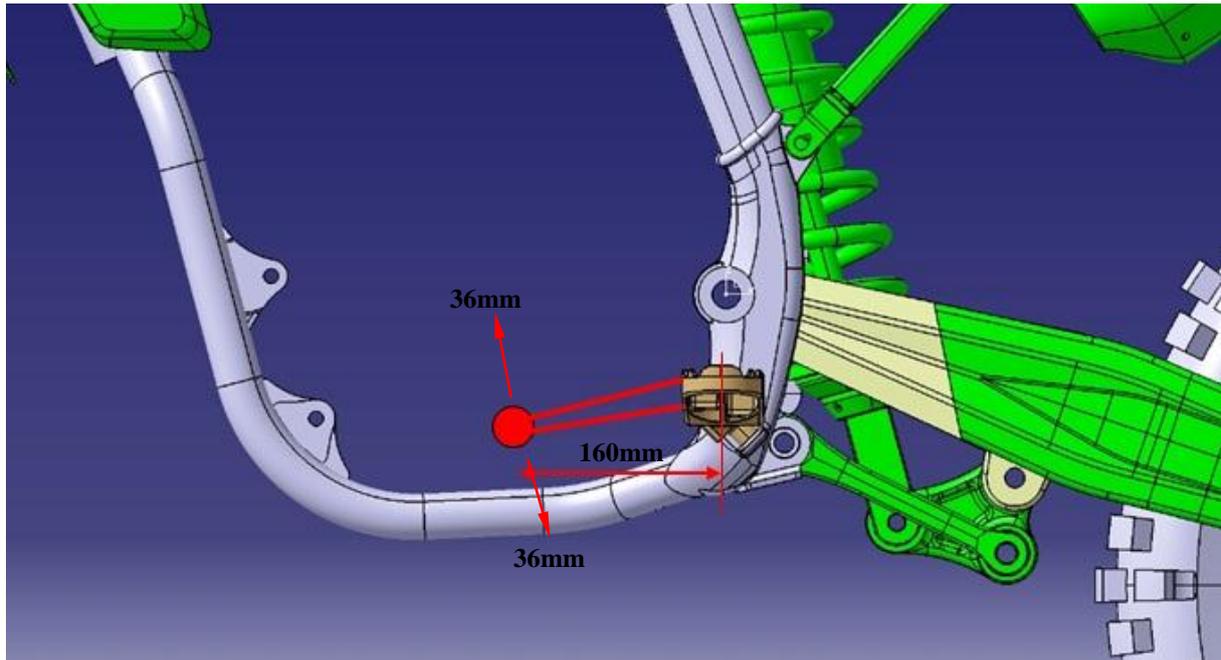


Abbildung 4.37: Vorgabe des Auftraggebers für den Schalthebel

4.12.1 Analyse des Schaltmechanismus

Um die Änderungen am Schaltmechanismus vornehmen zu können, war es notwendig, die Funktion der Bauteile und deren Beziehungen untereinander zu analysieren.

4.12.1.1 Schaltvorgang

Beim Schaltvorgang wird die Schaltwelle über den Schalthebel um den Winkel χ verdreht. Diese Verdrehung wird auf eine Platte übertragen, welche an der einen Seite mit der Schaltwelle verschweißt ist und auf der anderen Seite eine Nut aufweist. In der Nut befindet sich der Zapfen des Mitnehmerhebels. Durch diese Verbindung wird der Mitnehmerhebel um den Winkel ψ verdreht. Der Mitnehmerhebel überträgt die Verdrehung durch einen Sperrmechanismus auf die Schaltwalze. Die Schaltwalze besitzt ausgefräste Bahnen in denen

sich die Zapfen der Schaltgabeln befinden. Über diese Bahnen werden die Schaltgabeln auf den Schaltgabelachsen verschoben. Die Schaltgabeln verschieben die Getrieberäder und ermöglichen so den Gangwechsel.

4.12.1.2 Geometrische Beziehung der Schaltung

Die geometrische Beziehung zwischen dem Weg des Schalthebels und der Verdrehung der Schaltwalze stellt sich wie folgt dar.

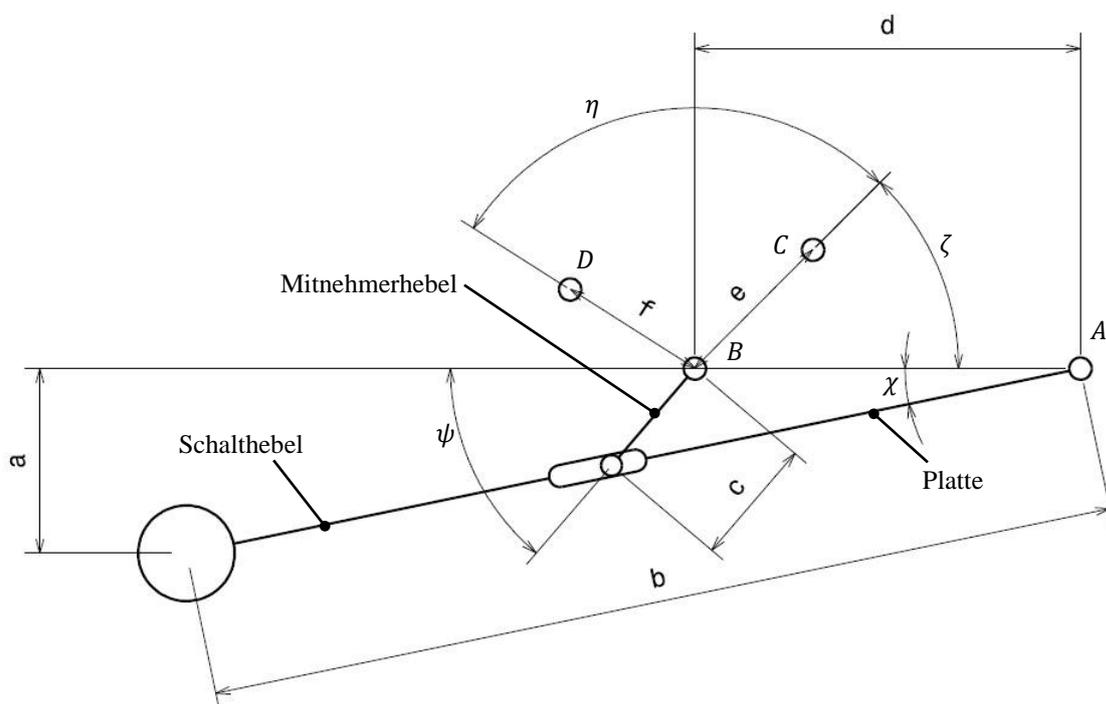


Abbildung 4.38: Skizze zur geometrischen Beziehung der Schaltung

Der Schaltweg a war vom Auftraggeber vorgegeben, der Winkel ψ und der Hebelarm c sollten wegen der Beibehaltung der Schaltwalze und des Mitnehmers unverändert bleiben. Die Hebellänge b konnte geändert werden, da der Drehpunkt A nicht mit der Mitte der Fußraste zusammenfallen muss (es war lediglich der Abstand von der Fußraste zur Spitze des Schalthebels vorgegeben, siehe Abbildung 4.37). Die Länge d und der Winkel χ konnten ebenfalls angepasst werden.

Der Punkt B stellt die Mitte der Schaltwalze dar, C und D bezeichnen die Schaltgabelachsen. Der Winkel η bestimmt den Eingriffspunkt der Schaltgabelzapfen in die Bahnen der Schaltwalze und somit auch die axiale Lage der Schaltgabeln. Dieser Winkel muss daher auch

mitübernommen werden. Die Winkellage zwischen dem Mitnehmer und der Schaltwalze ist über einen Passstift festgelegt. Diese kann durch einfachste Änderungen an der Schaltwalze variiert werden. Damit ist der Winkel ζ variabel. Die Abstände e und f können bei Anpassungen der Schaltgabeln auch verändert werden.

4.12.2 Geometriedaten zum Schaltmechanismus

In Tabelle 4.14 sind die ursprünglichen/geforderten und die neuen Geometriedaten aufgelistet.

Zeichen	ursprünglicher (geforderter) Wert	neuer Wert
a	36mm (gefordert)	36,00mm
b	-	155mm
c	16mm	16mm
d	55mm	50mm
e	35,27mm	33,5mm
f	39,44mm	33,5mm
ψ	60°	60°
χ	-	13,43°
η	103,209°	103,209°
ζ	26,332°	61,332°

Tabelle 4.14: Geometriedaten des Schaltmechanismus

4.12.3 Änderungen an den Bauteilen des Schaltmechanismus

4.12.3.1 Schaltwalze

Die ausgefrästen Bahnen der Schaltwalze wurden vollständig übernommen, aufgrund der Änderung des Winkels ζ musste die Passstiftbohrung versetzt werden.



Abbildung 4.39: Ursprüngliche Schaltwalze

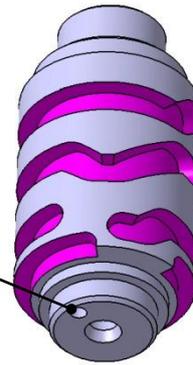


Abbildung 4.40: Geänderte Schaltwalze

4.12.3.2 Schaltgabel

Die Schaltgabeln mussten komplett neu konstruiert werden, da sich durch die Verschiebungen auch die Abstände der Schaltgabelachsen zu den Wellen verändert haben. Die Änderungen gingen in Richtung kürzerer Schaltgabeln, was eine leichtere Verschiebbarkeit auf den Achsen und damit auch eine bessere Schaltbarkeit verspricht. Die Schaltgabeln sind aus Vergütungsstahl gefertigt und an den Gabelenden hartverchromt, um den Verschleiß dort gering zu halten. Im Anhang sind die Fertigungszeichnungen der Schaltgabeln enthalten.



Abbildung 4.41: Ursprüngliche Schaltgabel
1.-4.Gang



Abbildung 4.42: Geänderte Schaltgabel
1.-4.Gang



Abbildung 4.43: Ursprüngliche Schaltgabel
2.-3.Gang



Abbildung 4.44: Geänderte Schaltgabel
2.-3.Gang



Abbildung 4.45: Ursprüngliche Schaltgabel
4.-5.Gang



Abbildung 4.46: Geänderte Schaltgabel
4.-5.Gang

4.12.3.3 Schaltwelle

Wie in Abbildung 4.47 zu erkennen, ist auf der Schaltwelle eine Platte aufgeschweißt, diese musste an die neuen Gegebenheiten angepasst werden. Wegen der Veränderung des Abstands d ist die Länge der Platte entsprechend mitgeändert worden. Die Schaltwegbegrenzung wurde aus Platzgründen versetzt und an den Winkel χ angepasst.



Abbildung 4.47: Ursprüngliche Schaltwelle

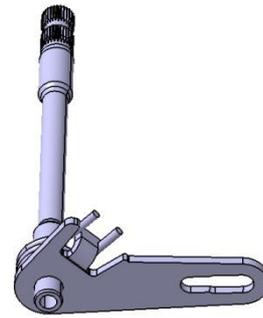


Abbildung 4.48: Geänderte Schaltwelle

4.12.3.4 Platte am Sperrmechanismus

Die Platte am Sperrmechanismus dient zur Führung der Sperrsteine, sie musste aus Platzgründen an der Außenkontur geändert werden.



Abbildung 4.49: Ursprüngliche Platte am Sperrmechanismus

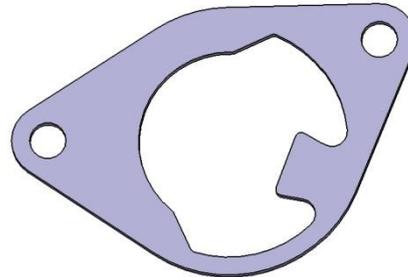


Abbildung 4.50: Geänderte Platte am Sperrmechanismus

4.12.3.5 Klinke und Klinkenfeder

Die Klinke wird über die Klinkenfeder in eine Kontur am Mitnehmer gedrückt und hält damit die Schaltwalze in der jeweiligen Schaltstellung. Diese Bauteile konnten durch Spiegeln an die neuen Verhältnisse angepasst werden.



Abbildung 4.51: Ursprüngliche Klinke und Klinkenfeder

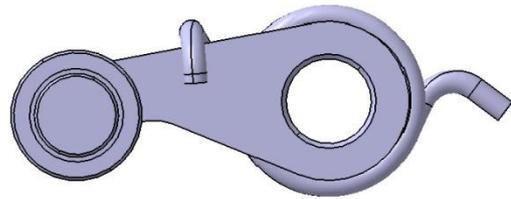


Abbildung 4.52: Gespiegelte Klinke und Klinkenfeder

4.12.4 Baugruppe des geänderten Schaltmechanismus

In Abbildung 4.53 ist der geänderte Schaltmechanismus dargestellt. Darauf ist auch der Gangsensor abgebildet, der aus der Winkellage der Schaltwelle den eingelegten Gang erkennt. Der Gangsensor wurde vom bestehenden Getriebe übernommen. Es war notwendig, einen neuen Schalthebel zu konstruieren, der in seiner Form an den neuen Motor angepasst ist.

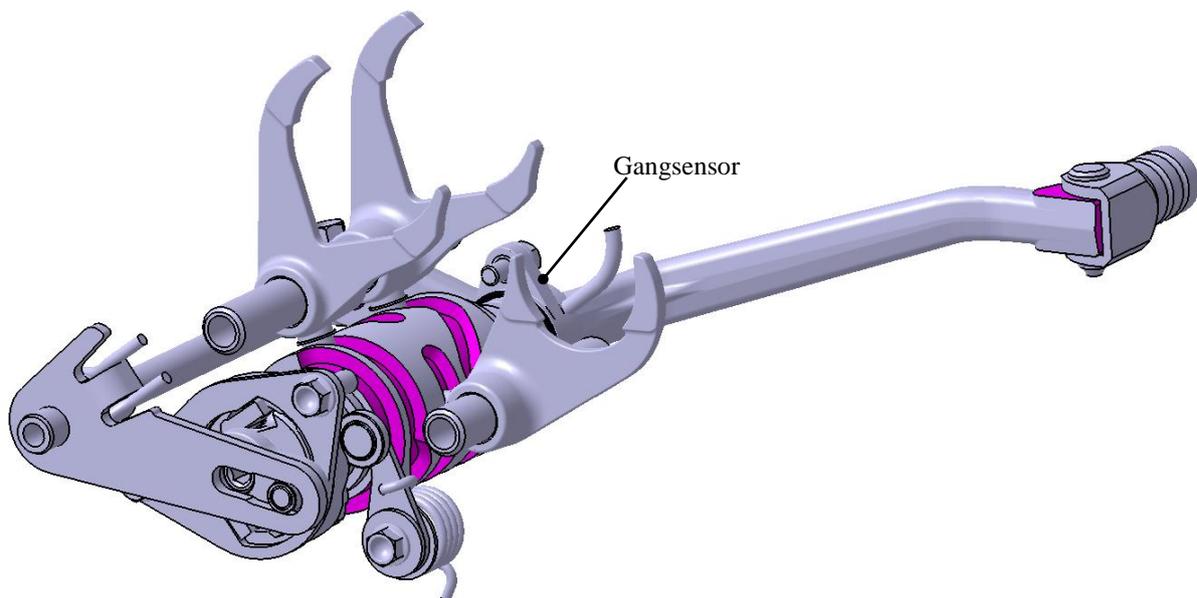


Abbildung 4.53: Geänderter Schaltmechanismus

4.13 Zylinder

Der Zylinder stellt einen äußerst wichtigen Bauteil dar. Zusammen mit dem Kolben und dem Zylinderkopf bildet er den Brennraum des Motors. In ihm befinden sich die Ladungswechselkanäle, deren Geometrie, in Zusammenspiel mit dem Auspuff- und Ansaugtrakt sowie dem Kurbelgehäuse, die Motorleistung entscheidend mitbestimmen. Der Zylinder verfügt über eine Auslassklappe, mit welcher der Ladungswechsel gezielt beeinflusst werden kann. Da es sich um eine wassergekühlte Ausführung des Motors handelt, befindet sich auch der Wassermantel im Zylinder.

Die Entwicklung des neuen Zylinders war sehr umfangreich und wurde größtenteils schon vor Beginn dieser Arbeit durchgeführt. Die Auslegung der Ladungswechselkanäle wurde in [3] behandelt, die Simulation des Wassermantels ist in [4] beschrieben. In Bezug auf die Entwicklung der Auslassklappensteuerung sei auf [2] verwiesen.

4.13.1 Allgemeine Beschreibung des Zylinders

Der Zylinder ist als Sandgussteil konstruiert, die Ladungswechselkanäle und der Wassermantel werden mit „verlorenen Formen“ gebildet. Das Grundmaterial des Zylinders ist eine Aluminiumlegierung, wobei die Lauffläche – zur Erzielung einer höheren Verschleißfestigkeit – beschichtet ist. Die Beschichtung erfolgt nach dem NiKaSil[®] Verfahren, bei dem eine Nickelmatrix mit eingebetteten Siliziumkarbiden (SiC) galvanisch aufgetragen wird. Nach dem Beschichten wird der Zylinder plateaugehohnt, wobei ein 50% Traganteil hergestellt wird, der eine Rautiefe von $Ra = 0,2 \text{ bis } 0,4 \mu\text{m}$ aufweist. Die Verschraubung mit dem Kurbelgehäuse erfolgt über vier M10 Stehbolzen. Zur Abdichtung des Zylinderfußes kommt eine Papierdichtung mit 0,5 mm Dicke zum Einsatz. Der Zylinderkopf ist mit sechs Stück M8- Schrauben auf den Zylinder aufgeschraubt. Die Gewindebohrungen sind zur Verstärkung mit Gewindeeinsätzen versehen. Die Abdichtung erfolgt über zwei konzentrisch angeordnete O-Ringe zwischen denen der Kühlwasserübertritt stattfindet. Der Kühlwassereintritt erfolgt über eine Bohrung im Zylinderfuß. An der Zylinderaußenwand befinden sich die Bohrungen für die beiden Injektoren.

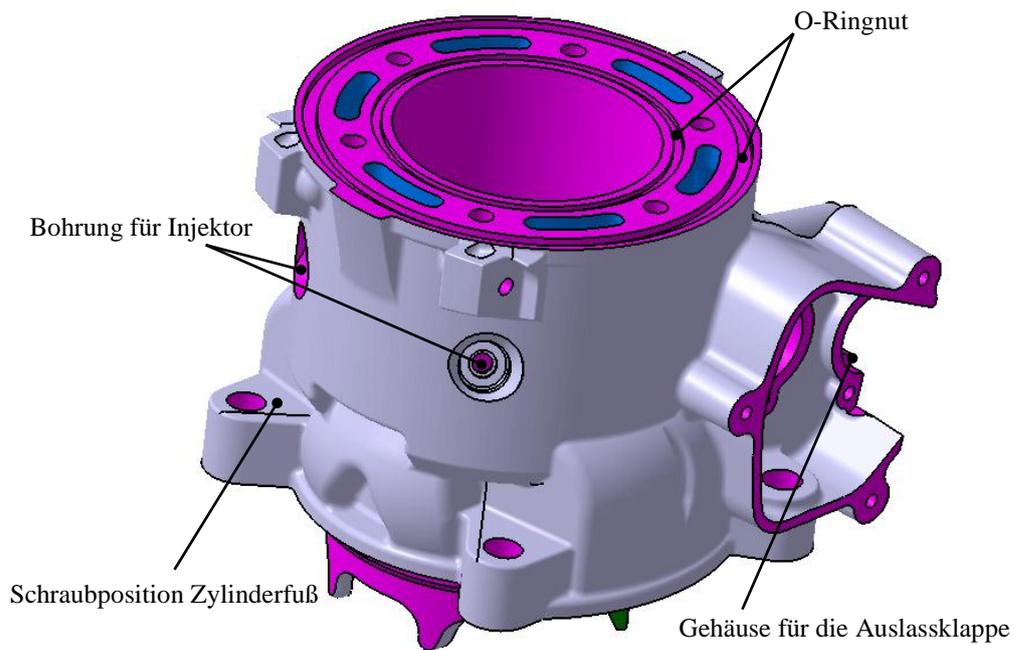


Abbildung 4.54: Zylinder

Der Zylinder wird aus den in Abbildung 4.55 gezeigten Formen gebildet. Die eingelegten Kerne (Gaswechselkanäle, Wassermantel) sind grün bzw. blau dargestellt. Der zylindrische Teil in der Mitte stellt die Zylinderbohrung dar.

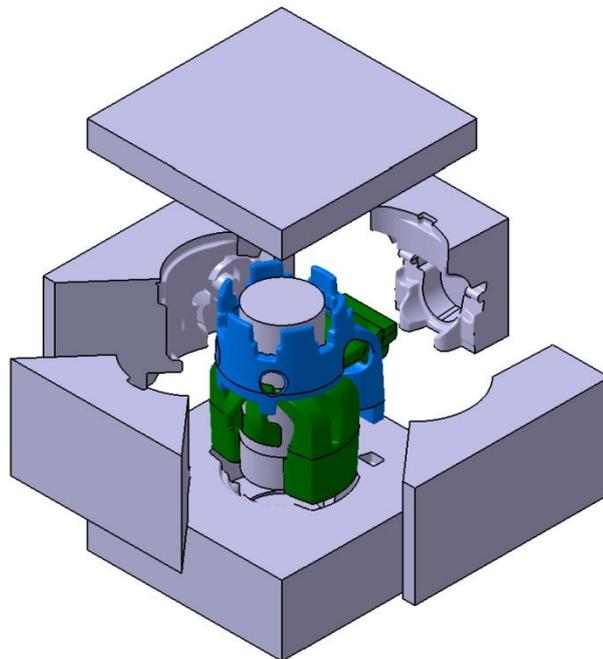


Abbildung 4.55: Gussformen für den Zylinder

4.13.2 Gaswechselkanäle

Beim 2-Takt Motor steuert prinzipiell der Kolben selbst die Gaswechselkanäle, diese sind symmetrisch angeordnet.

Pos.	Benennung
1	Hauptüberströmkanal
2	Nebenüberströmkanal
3	Aufrichtkanal
4	Nebenauslasskanal
5	Hauptauslasskanal

Tabelle 4.15: Gaswechselkanäle

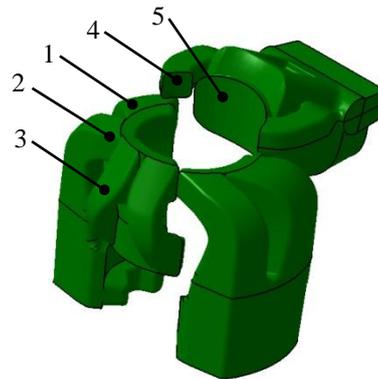


Abbildung 4.56: Gaswechselkanäle

Der Hauptauslasskanal liegt auf der Symmetrieebene und ist daher ein zusammenhängender Kanal. Der Zylinder verfügt zusätzlich über eine Auslassklappe, die eine Erweiterung in der Gaswechselsteuerung darstellt. Auf diese wird im Punkt 4.13.4 näher eingegangen.

4.13.3 Wassermantel

Der Wassermantel umgibt die Zylinderbohrung und sorgt für die Kühlung des Zylinders. Er wurde so berechnet, dass der Wassereintritt über eine am Zylinderfuß befindliche Bohrung erfolgt.

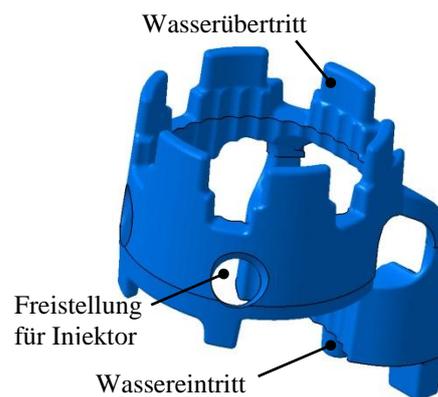


Abbildung 4.57: Wassermantel

4.13.4 Auslasssteuerung

Die Auslasssteuerung ermöglicht einen Eingriff in die Gaswechselsteuerung, wodurch der Drehmomentverlauf des Motors verbessert werden kann. Der Referenzmotor ist bereits mit einer Auslassklappe ausgestattet, die Betätigung erfolgt dort über einen Fliehkraftmechanismus. Damit kann aber nur eine drehzahlabhängige Verstellung der Klappe erfolgen. Um diese Einschränkung zu umgehen, wurde die Fliehkraftbetätigung durch einen elektrischen Stellmotor ersetzt. Dieser Stellmotor wird vom Motorsteuergerät angesteuert und ermöglicht eine Verstellung der Auslassklappe nach einem abgelegten Kennfeld.

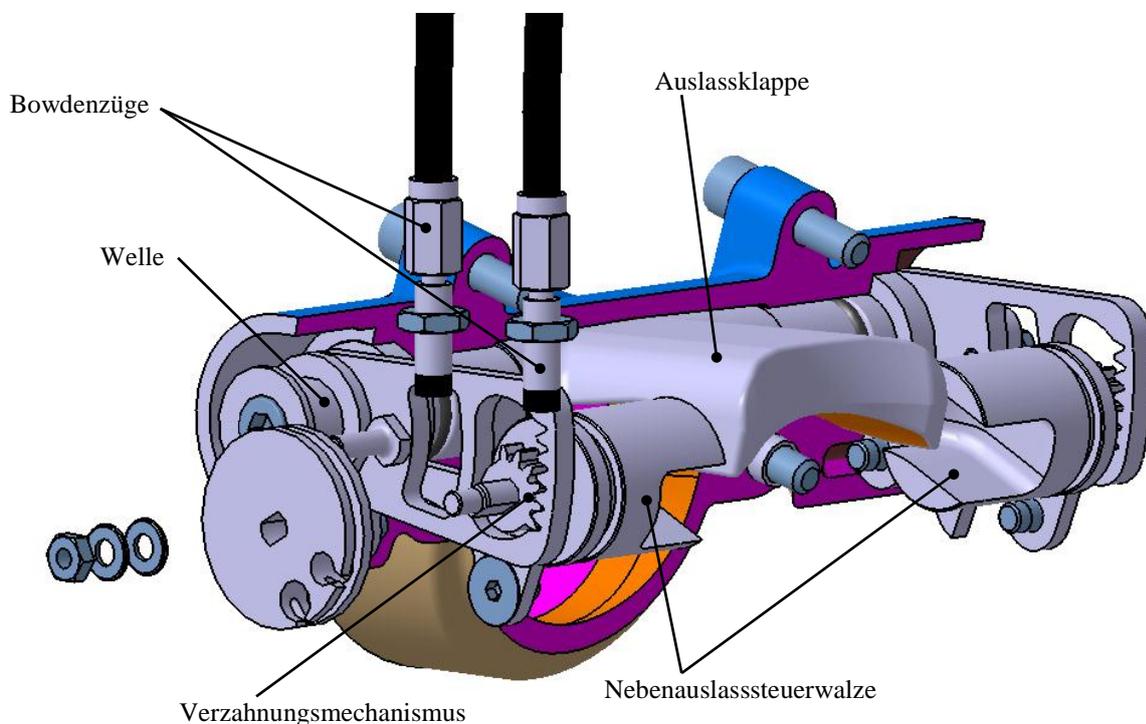


Abbildung 4.58: Auslasssteuerung

In Abbildung 4.58 ist die Auslasssteuerung dargestellt. Bei der Verstellung kann der Hauptausslasskanal in seiner Höhe verändert werden, die Nebenauslässe können vollkommen geschlossen werden. Die Verstellung erfolgt über die Bowdenzüge, welche mit dem Stellmotor (nicht eingezeichnet) verbunden sind. Diese verdrehen eine der Nebenauslasssteuerwalzen; über eine Verzahnung wird die Welle der Auslassklappe angetrieben. Auf der gegenüberliegenden Seite findet der Antrieb der zweiten

Nebenauslasssteuerwalze über den gleichen Verzahnungsmechanismus statt, jedoch von der Welle ausgehend.

4.13.5 Zylinderbaugruppe

In Abbildung 4.59 ist die Zylinderbaugruppe mit der aufgeschraubten Auslasssteuerung im Schnitt dargestellt. Die Auslassklappe ist darauf in vollkommen geöffnetem Zustand abgebildet. Des Weiteren ist darauf der Injektor für die Benzindirekteinspritzung mit der Eintrittsbohrung zur erkennen. Die Fertigungszeichnung des Zylinders ist im Anhang enthalten.

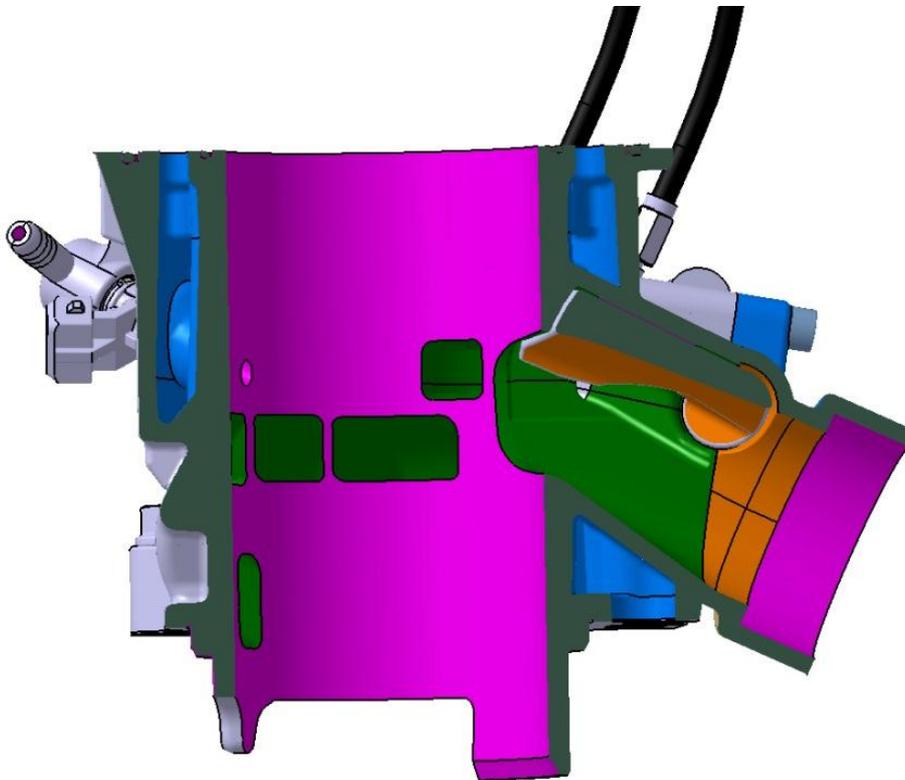


Abbildung 4.59: Zylinderbaugruppe im Schnitt

4.14 Zylinderkopf

Der Zylinderkopf ist auf den Zylinder aufgeschraubt und abgedichtet. Der Verdichtungsraum wird zum größten Teil im Zylinderkopf gebildet (ein kleiner Teil ergibt sich aus dem Kolbenrückstand). Dieser wurde in seiner Form am Motorprüfstand erprobt und danach in die Konstruktion des neuen Zylinderkopfs übernommen. Der Zylinderkopf ist an den Wassermantel angebunden und trägt oben den Schlauchstutzen für den Kühlwasseraustritt. Die Zündkerze ist in einer zentralen Lage angeordnet. Die Zylinderkopfschrauben sind mit Usit-Ringen[®] abgedichtet. Diese Dichtringe bestehen aus einer Stahlscheibe die an der Bohrung einen Elastomerring tragen. Des Weiteren besitzt der Zylinderkopf eine Lasche zur Anbindung an den Motorradrahmen.

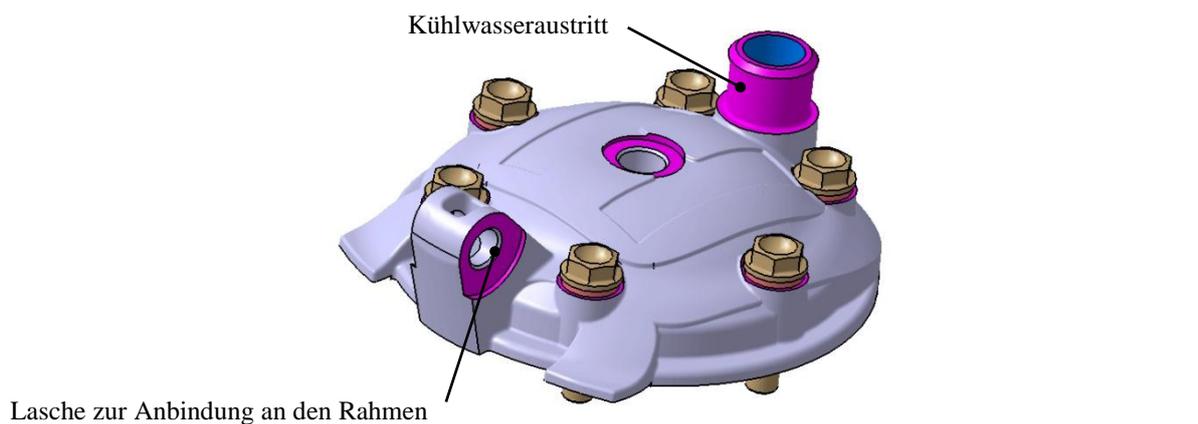


Abbildung 4.60: Zylinderkopf (oben)

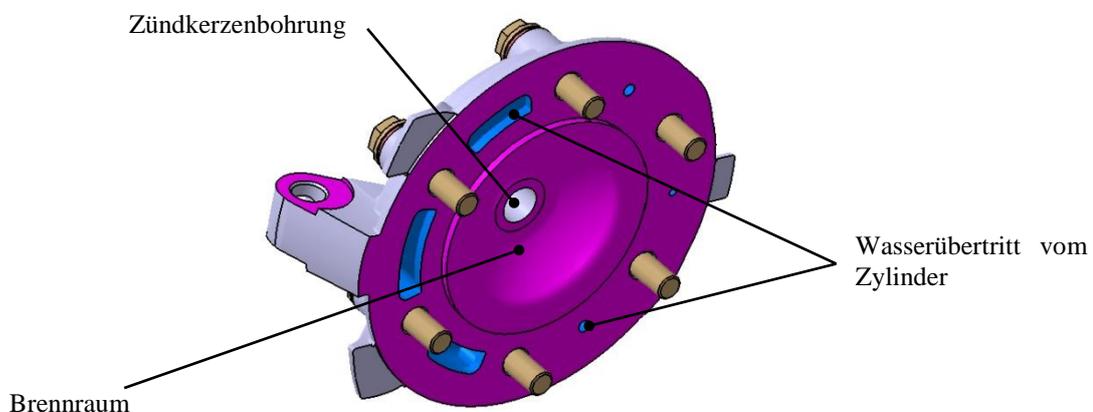


Abbildung 4.61: Zylinderkopf (Brennraum)

4.15 Kurbelgehäuse

Bei 2-Radmotoren sind die Kurbelwelle und das Getriebe vielfach in einem Gehäuse vereint. Das gemeinsame Gehäuse wird als Kurbelgehäuse bezeichnet. Das Kurbelgehäuse umgibt und trägt die Motor- und Getriebeteile, es stellt auch die Anbindungspunkte zum Motorradrahmen dar. Dieses Gussteil hat eine Reihe von weiteren Aufgaben zu erfüllen - es wurde vollkommen neu konstruiert und wird im Folgenden näher beschrieben.

4.15.1 Allgemeines zum Kurbelgehäuse

Das Kurbelgehäuse wurde lagerichtig auf Basis der Referenzelemente aus dem Skelett konstruiert. Der Koordinatenursprung befindet sich in der Mitte der Hinterradschwingenlagerung, wobei die x-Achse gegen die Fahrtrichtung zeigt und die y-Achse nach rechts gerichtet ist. Die x-z-Ebene stellt die Mittelebene des Motors dar.

Um den Zusammenbau des Motors zu ermöglichen, wurde das Kurbelgehäuse in eine linke und eine rechte Gehäusehälfte geteilt. Die Teilungsebene befindet sich nicht in der Motormitte, sondern um 10 mm nach rechts versetzt. Die Gründe für den Versatz waren:

- Der Wassereintritt in den Zylinder erfolgt über eine Bohrung, die auf der Mittelebene des Motors liegt. Durch die Verschiebung der Teilung aus der Mitte heraus, ergibt sich kein sogenannter Doppel- Dichtungsstoß, dies bietet Vorteile in der Abdichtung des Wassereintritts und des Wasserkanals.
- Das Pleuellager wird über eine Ölspritzdüse geschmiert. Nachdem sich das Pleuel auf der Mittelebene bewegt und die Ölspritzdüse in einer Bohrung im Kurbelgehäuse untergebracht ist, war eine außermittige Teilung aufgrund der Abdichtung günstiger.
- Die Einlassmembrane und der Ansaugstutzen sind mit 6 Stück M6x25 Schrauben am Kurbelgehäuse verschraubt. Die Einlassmembran, welche vom Referenzmotor übernommen werden musste, ist symmetrisch zur Mittelebene angeordnet und besitzt auf dieser 2 Schraubpositionen. Da eine Verschraubung in der Gehäuseteilung nicht möglich ist, war ein Versatz unumgänglich.

Der Versatz wurde auf die rechte Seite verlegt, weil sich dadurch zwei annähernd gleich breite Gehäusehälften ergaben, was für den späteren Werkzeugbau (Druckgussform) einen Vorteil bietet.

4.15.2 Rechtes Kurbelgehäuse

4.15.2.1 Gussform

Das rechte Kurbelgehäuse wurde so konstruiert, dass es aus drei Gussformen gebildet werden kann. Es konnte auf die Verwendung von „verlorenen Formen“ zur Gänze verzichtet werden. Dies stellt bereits eine gute Ausgangssituation für die spätere Serienproduktion im Druckgussverfahren dar. Die Auszugsschrägen wurden ebenfalls bereits an das Druckgussverfahren angepasst.

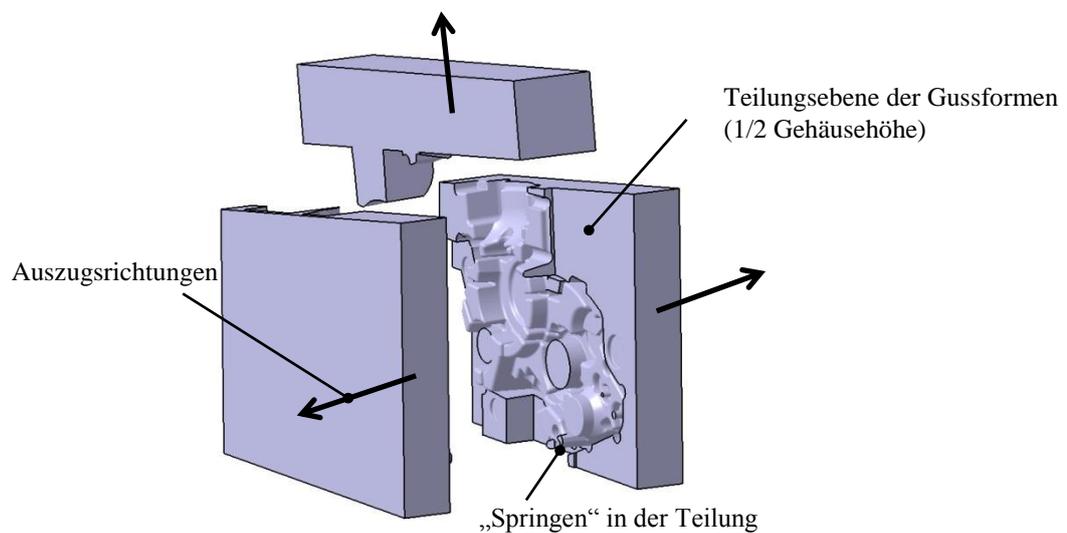


Abbildung 4.62: Gussformen und Auszugsrichtungen des rechten Kurbelgehäuses

Die Teilungsebene der Gussformen befindet sich grundsätzlich auf der halben Gehäusehöhe. Dadurch wird ein „Zusammenlaufen“ der Auszugsschrägen erreicht und es verbleibt keine Stufe in der Teilung der beiden Formen. An gewissen Stellen (z. B. im Bereich des Elektro-Starters) musste diese Ebene verlassen werden, da es die Gehäusekontur so gefordert hat.

4.15.2.2 Gehäuseteilung

In Abbildung 4.63 ist das rechte Kurbelgehäuse als Gussrohteil dargestellt, darauf ist auch die Teilungsebene der beiden Gehäusehälften zu erkennen. Auf dieser wurde die Grundgeometrie der Gehäusewandung gezeichnet, sie stellt des Weiteren das neutrale Element für die Auszugsschrägen dar. Die beiden Gehäusehälften benötigen auf der Dichtfläche eine mechanische Bearbeitung, deshalb wurde eine zusätzliche Gussebene eingeführt, welche diese

Bearbeitungszugabe beinhaltet. Die Bearbeitungszugabe beträgt für diese Gussteile im Allgemeinen 2 mm.

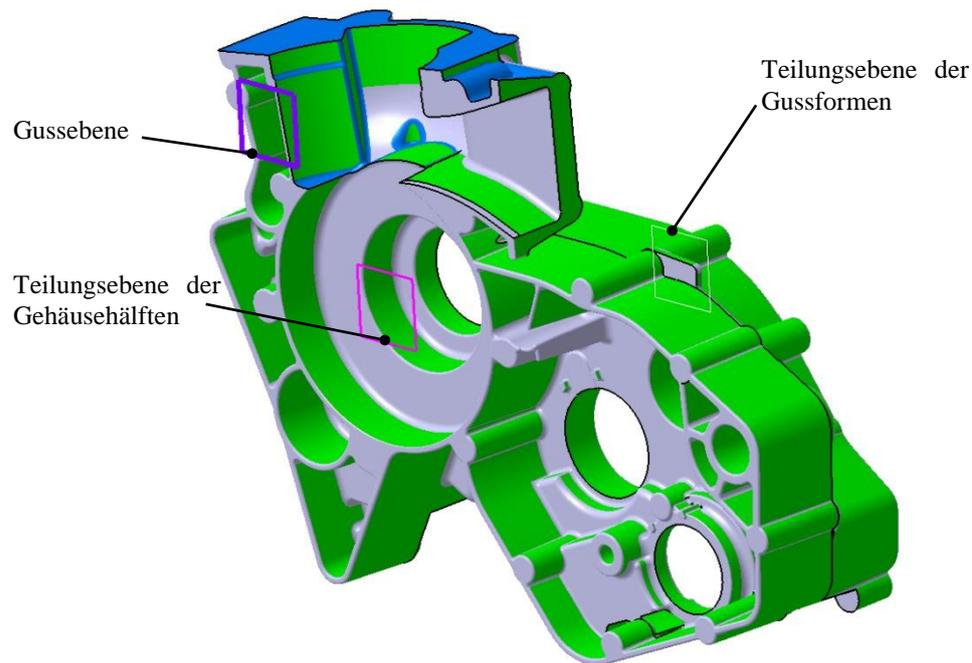


Abbildung 4.63: Rechtes Kurbelgehäuse als Gussrohling

Die Wandstärke wurde aus Erfahrungswerten mit 3 mm gewählt, die Verrundungen wurden so groß wie möglich konstruiert, um die Kerbwirkung gering zu halten. Das Gehäuse ist mit Abzugskörper aus dem „Formkasten“ heraus erstellt worden. Um die mit Auszugsschrägen versehen Körper erkennbar zu machen, wurden diese grün eingefärbt.

4.15.2.3 Mechanische Bearbeitung

Auf dem Gussrohling sind die mechanischen Bearbeitungen als Abzugskörper konstruiert worden; diese sind violett eingefärbt.

Abbildung 4.64 und Abbildung 4.65 zeigen das rechte Kurbelgehäuse mit der mechanischen Bearbeitung. Die Bearbeitung findet vor allem an den Lagerstellen, an den Dichtflächen und an den Schraubpositionen statt. Die Schraubpositionen für die Sicherungsbleche der Wellenlager wurden auf Wunsch des Auftraggebers hinzugefügt und sollen ein „Wandern“ der Lagerringe verhindern. Die Maße bzw. die Form und Lagetoleranzen sind der Fertigungszeichnung im Anhang zu entnehmen.

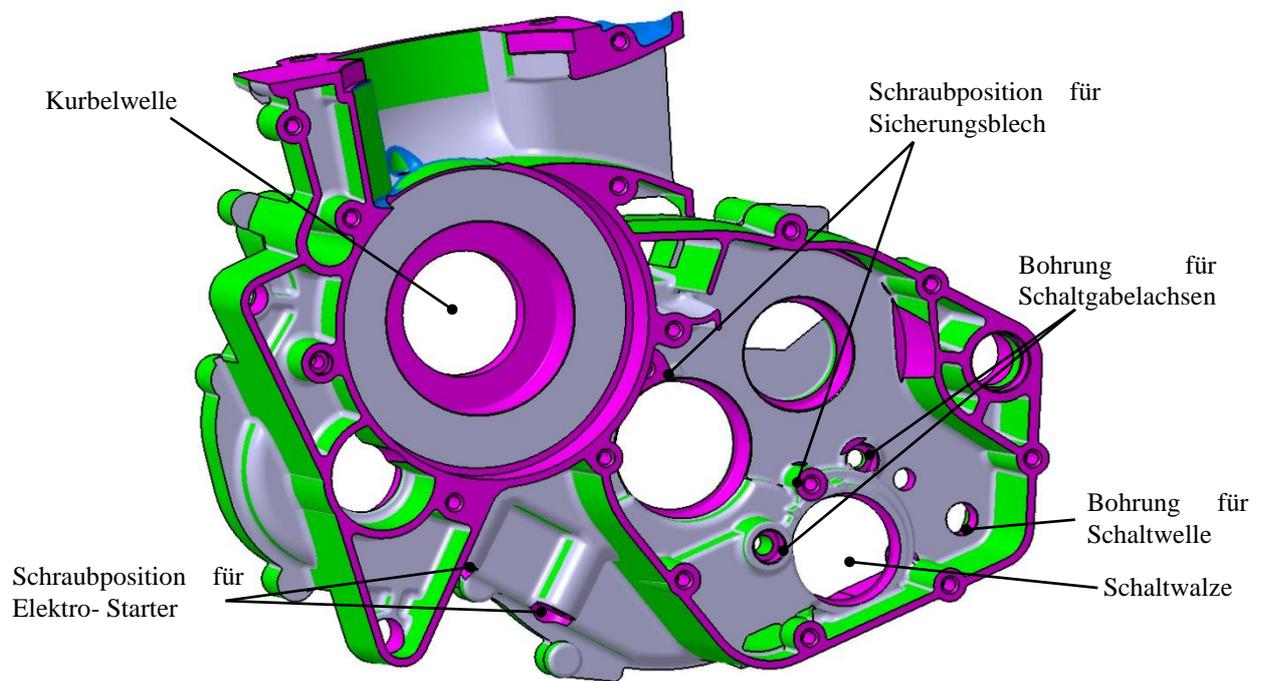


Abbildung 4.64: Rechtes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Innenseite

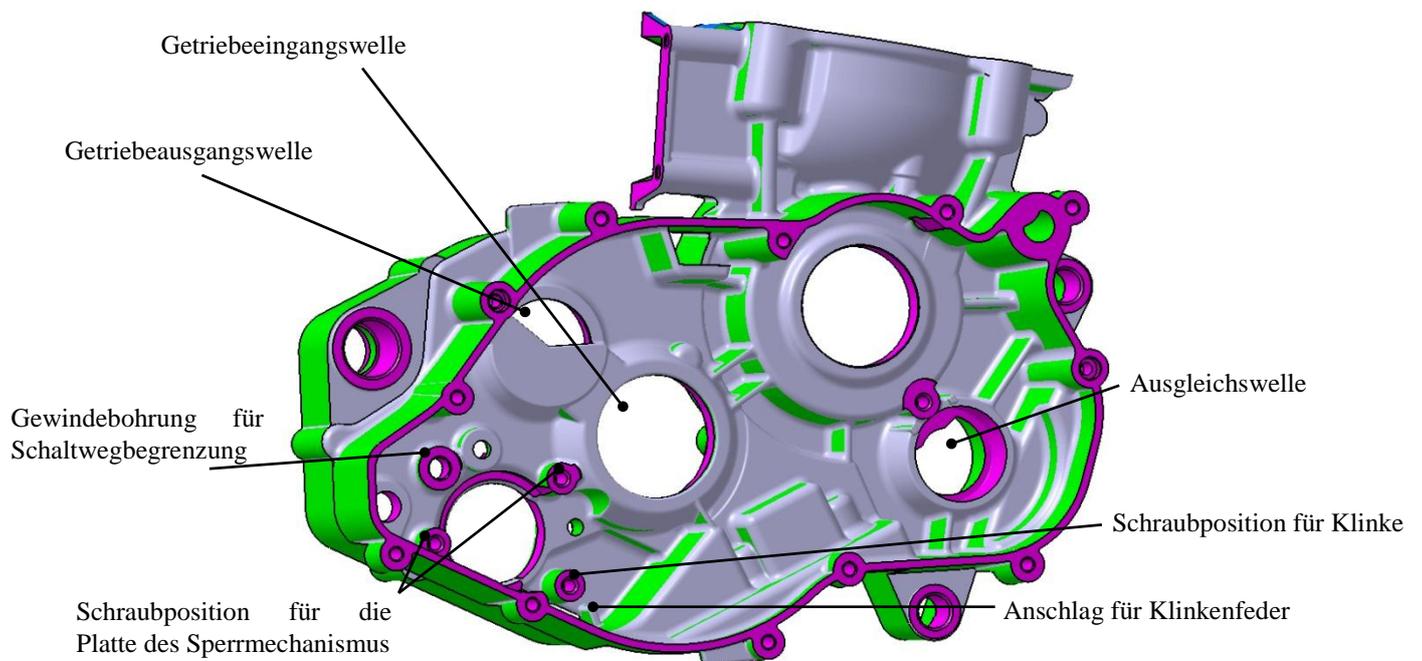


Abbildung 4.65: Rechtes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Außenseite

4.15.3 Linkes Kurbelgehäuse

Die Gussform, die Gehäuseteilung und die mechanische Bearbeitung gestalten sich analog zum rechten Kurbelgehäuse. Die Fertigungszeichnung ist ebenfalls im Anhang enthalten.

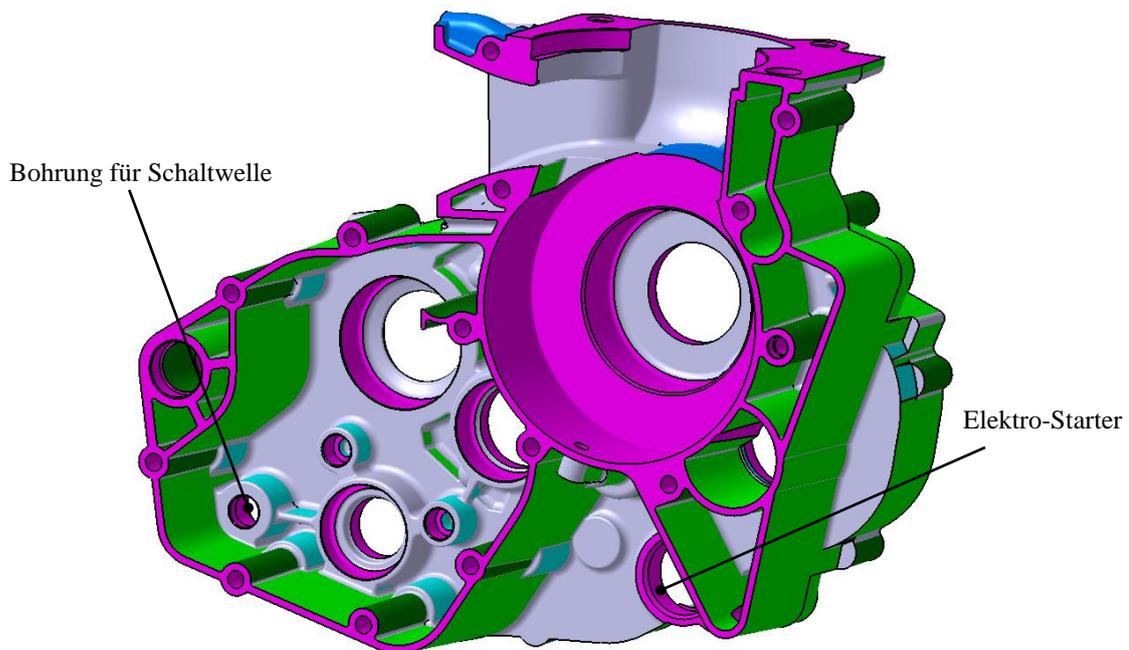


Abbildung 4.66: Linkes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Innenseite

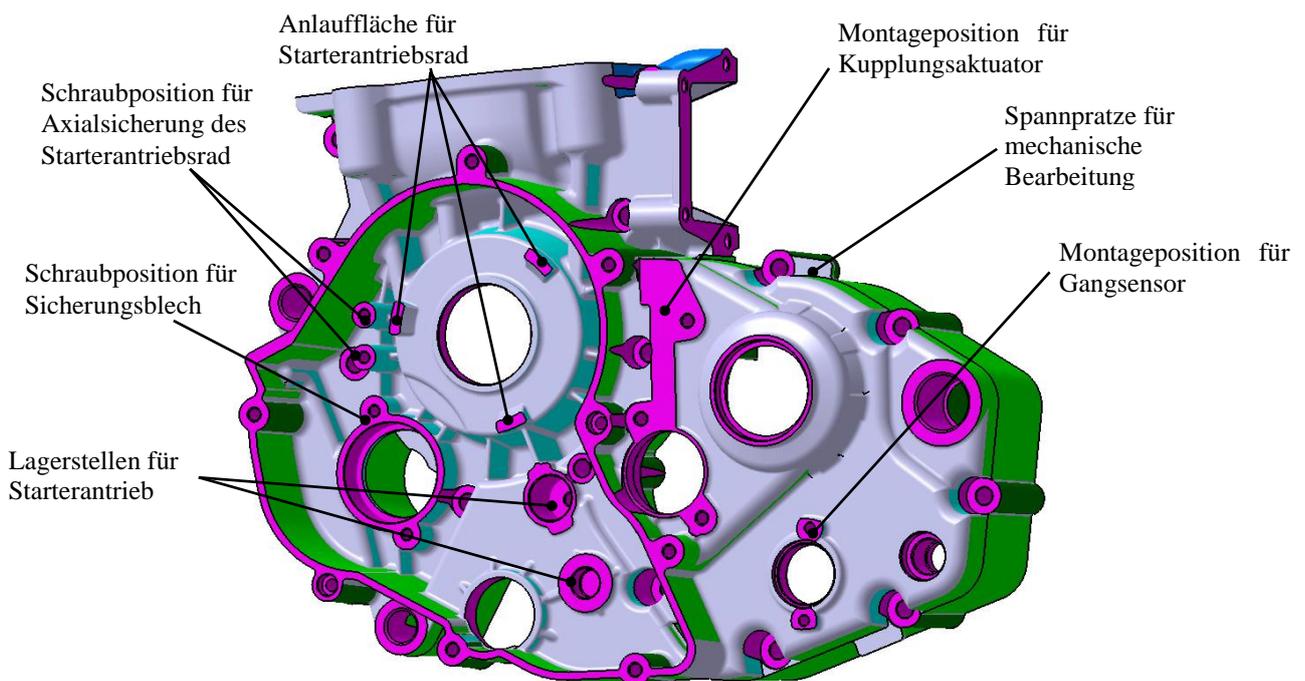


Abbildung 4.67: Linkes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Außenseite

4.15.4 Position des Zylinders und der Einlassmembran

Die Zylinderachse wurde um 8° nach vor geneigt, um das Platzangebot gut nützen zu können und um die Montage des Zylinders bei eingebautem Motor zu ermöglichen. Des Weiteren war dadurch die Auspuffanbindung leichter möglich.

Die Einlassmembran befindet sich im Einlasskanal und stellt ein Rückschlagventil dar, das bei entsprechender Druckdifferenz ein Einströmen von Frischluft (da der Motor über eine Benzindirekteinspritzung verfügt) in die Kurbelkammer ermöglicht. Beim neuen Motor ist der Einlasskanal direkt im Kurbelgehäuse integriert. Durch die Neigung der Zylinderachse nach vor, konnte auch der Membranwinkel an sein Optimum angenähert werden. Das Optimum wurde aus Versuchen ermittelt und ist ausgehend von der Senkrechten zur Zylinderachse, nach oben gerichtet. Es konnte ein Membranwinkel von -5° realisiert werden, was bei Vergasermotoren vielfach nicht möglich ist. Der Abstand zwischen der Kurbelwellenachse und der Ebene auf der die Einlassmembran angeschraubt wird, wurde mit 78 mm festgelegt, dieses Maß ist auf den zur Verfügung stehenden Bauraum zurückzuführen.

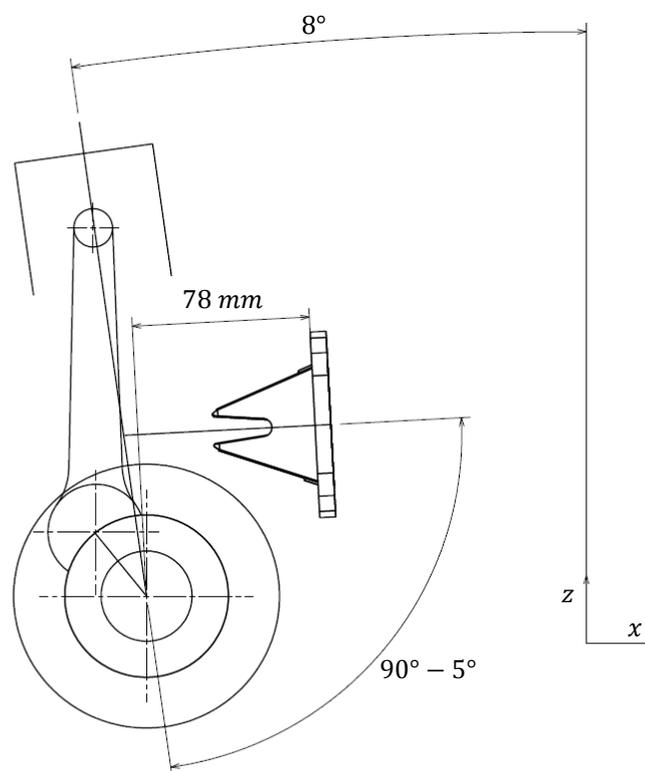


Abbildung 4.68: Zylinderwinkel, Membranwinkel

Am Motorprüfstand wurde der Zylinder zusammen mit dem Einlasskanal auf einem Versuchsmotor entwickelt. Der Einlasskanal ist dafür aus einem Frästeil hergestellt und zwischen dem Zylinder und dem Kurbelgehäuse des Versuchsmotors verbaut worden.

Die Form des Einlasskanals ist von diesem Frästeil für das neue Kurbelgehäuse übernommen worden.

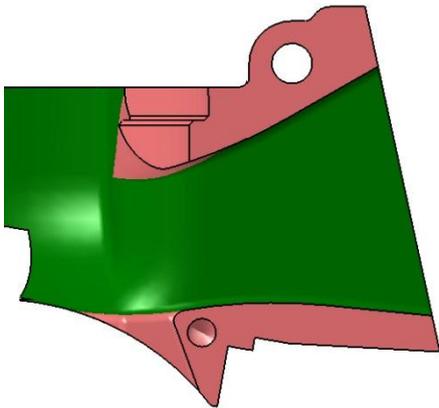


Abbildung 4.69: Einlasskanal des Frästeils für den Motorprüfstand

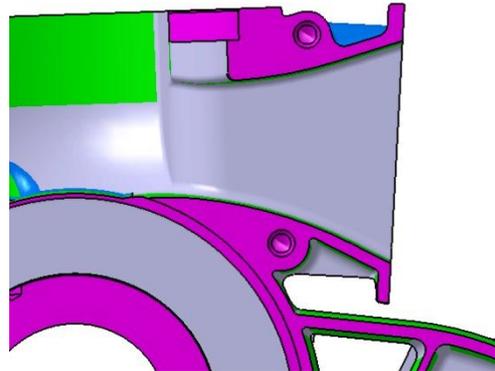


Abbildung 4.70: Einlasskanal des neuen Kurbelgehäuses

4.15.5 Kurbelkammer

Bei 2-Takt Motoren ist die Kurbelkammer am Gaswechsel beteiligt und deshalb gegenüber dem Getriebe und nach außen hin abgedichtet. Die Kurbelkammer ist mit den Überströmkanälen verbunden und an den Übergängen an dessen Form angepasst (Kanaltaschen).

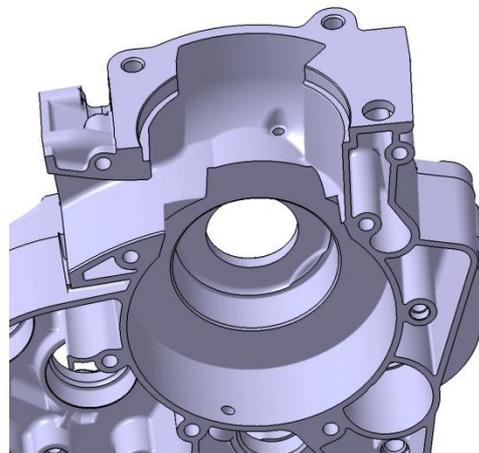


Abbildung 4.71: Kurbelkammer mit Übergang zu den Überströmkanälen

Der radiale Abstand zwischen der Kurbelwange und der Kurbelkammer beträgt 1,5 mm. Eine Verkleinerung dieses Abstands würde die Verluste, welche sich aus der Reibung in der Grenzschicht ergeben, stark ansteigen lassen. Das freie Volumen der Kurbelkammer ist für den Erfolg des Ladungswechsels mitverantwortlich; es wurde für den neuen Motor im Prüfstandsversuch ermittelt und in die Konstruktion übernommen.

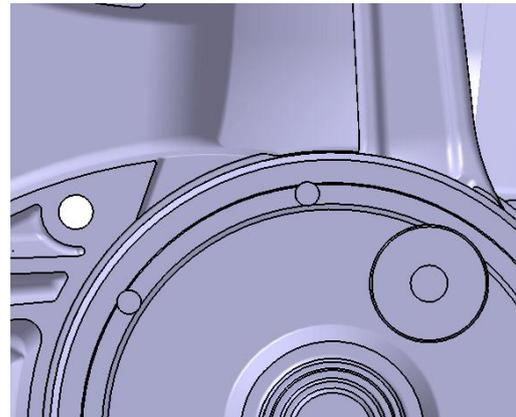


Abbildung 4.72: Abstand: Kurbelwange zu Kurbelkammer

Die beiden Hauptlager befinden sich in der Kurbelkammer und sind an die Frischölschmierung des 2-Takt Motors gebunden. Um ein „Durchblasen“ des Ölnebels zu erreichen, ist eine Bohrung in der Kurbelkammer vorgesehen die den Raum hinter dem Lager mit dem Bereich des Überströmkanaleintritts verbindet.

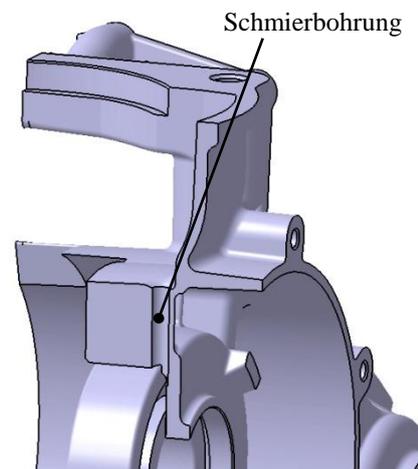


Abbildung 4.73: Schmierbohrung Hauptlager

Des Weiteren verfügt der neue Motor über eine spezielle Schmierung des Pleuellagers. Diese wird durch eine im Kurbelgehäuse eingepresste Ölspritzdüse bewerkstelligt. In Abbildung 4.74 ist auch die Freistellung der Kurbelgeige ersichtlich, die wegen der außermittigen Teilung nur das linke Kurbelgehäuse betrifft.

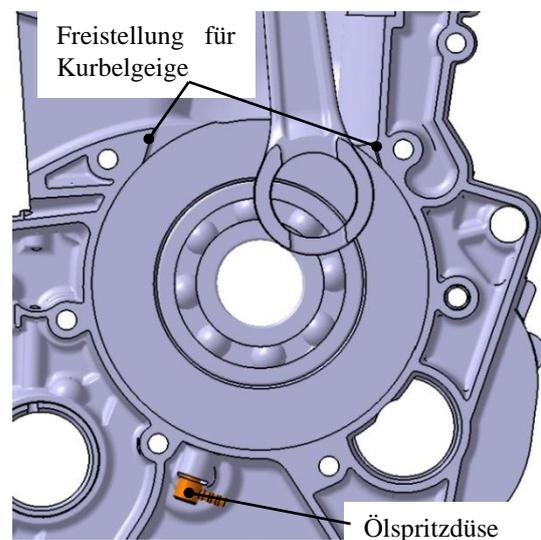


Abbildung 4.74: Schmierung des Pleuellagers

4.15.6 Motoraufhängungspunkte

Der Motor verfügt über drei Aufhängungspunkte, wobei einer gleichzeitig die Hinterradschwingeinlagerung darstellt. Die Aufhängungspunkte wurden vom Auftraggeber vorgegeben, daher konnte aus konstruktiver Sicht nicht die beste Position gewählt werden. Die zulässige Lochleibung von Aluminium lässt keine direkte Verschraubung der Motoraufhängung im Gehäuse zu. Aus diesem Grund wurden Stahlbüchsen an diesen Stellen vorgesehen.

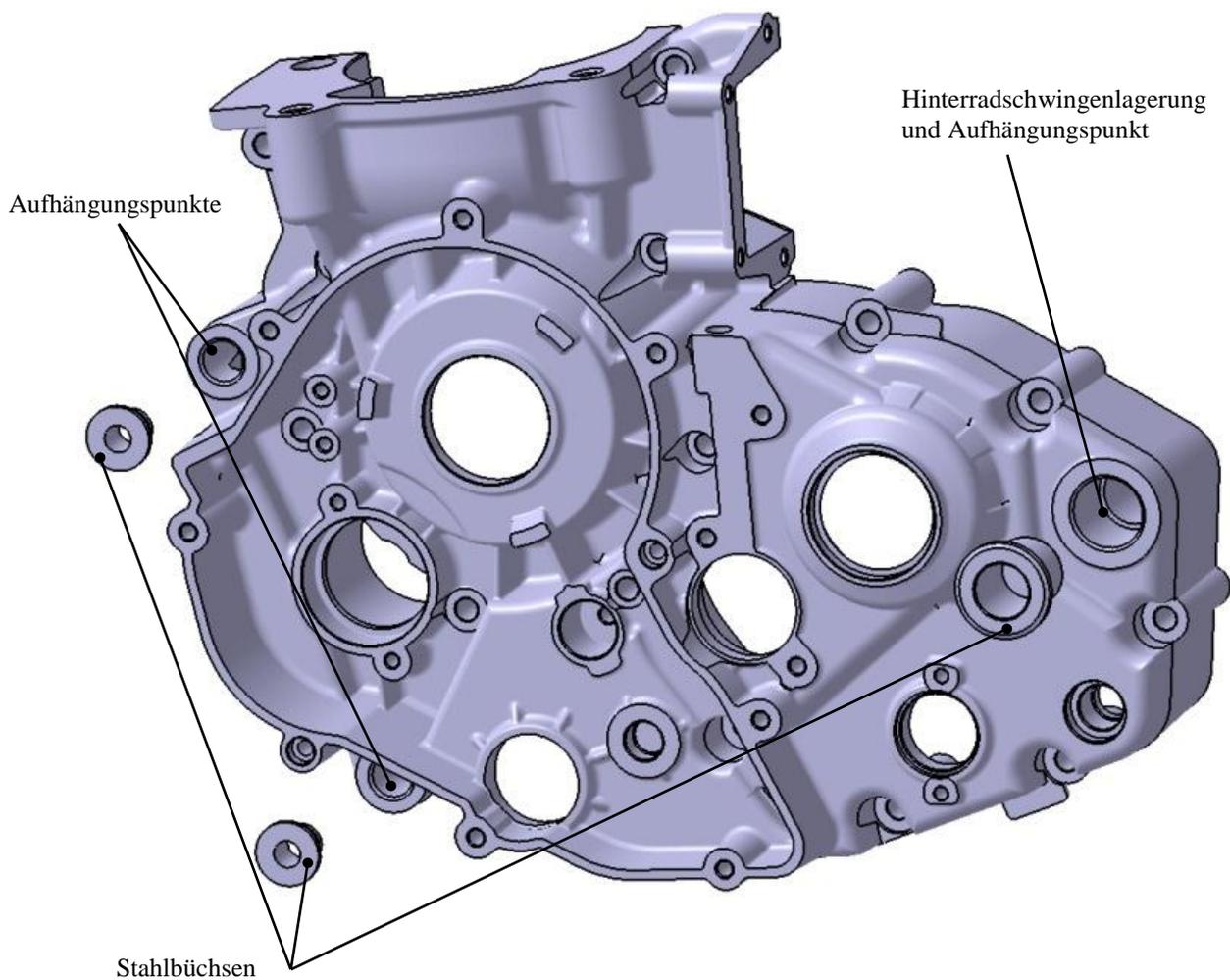


Abbildung 4.75: Motoraufhängungspunkte

4.15.7 Wasserkanal

Da der Kühlwassereintritt in den Zylinder über eine Bohrung im Zylinderfuß erfolgt, muss das Kühlwasser über einen Kanal im Kurbelgehäuse an diese Stelle gebracht werden. Der Wasserkanal geht vom Wasserpumpenaustritt bis zur Flanschfläche des Zylinderfußes. In Abbildung 4.67 ist der Wasserkanal blau dargestellt, er geht über die Dichtfläche (weiß) der beiden Gehäusehälften.

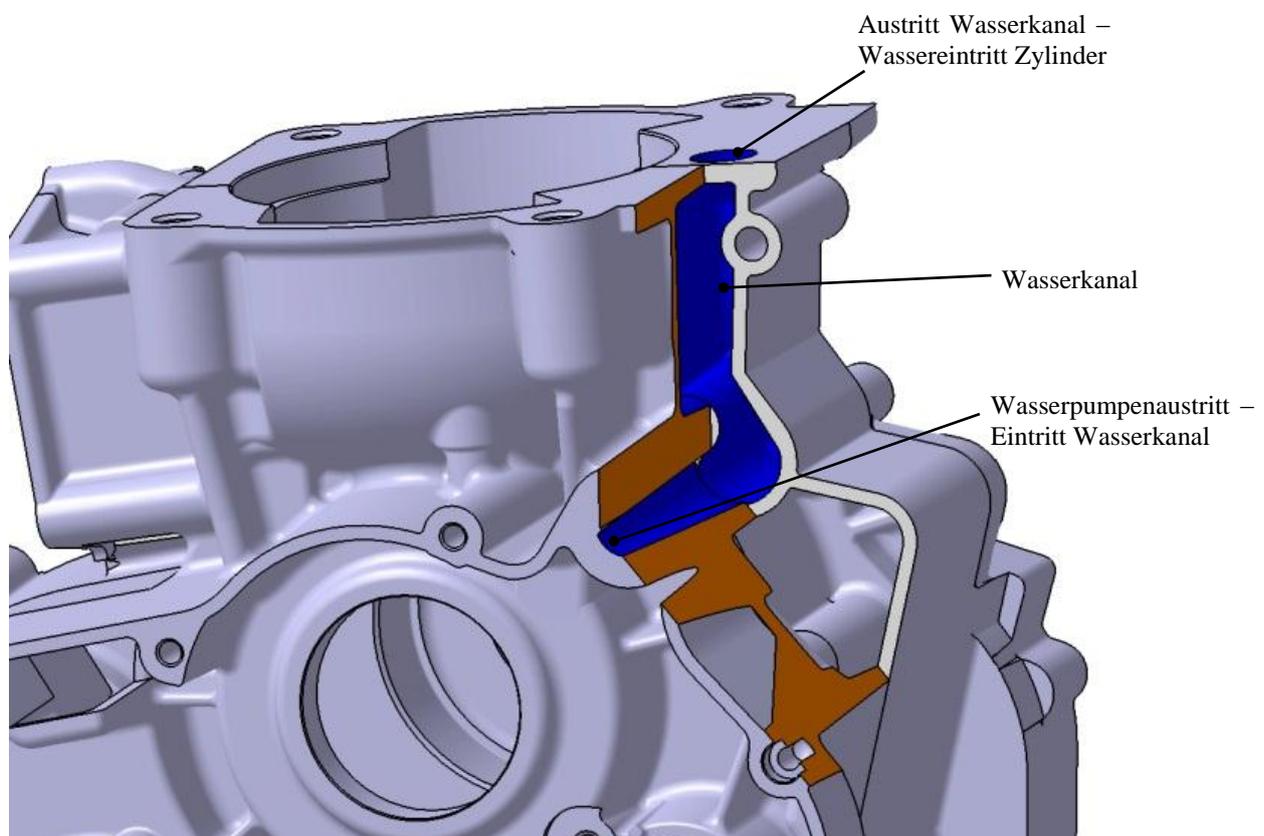


Abbildung 4.76: Wasserkanal

4.15.8 Verschraubung und Passhülsen

Die Verschraubung der beiden Kurbelgehäusehälften erfolgt einheitlich von der linken Seite. Es wurden M6 Schrauben mit Flansch verwendet, um die zulässige Flächenpressung unter dem Schraubenkopf nicht zu überschreiten. Nach den Konstruktionsgrundsätzen wurde auf die Verwendung von möglichst gleichen Schraubenlängen geachtet, im Bereich der Einlassmembran musste eine kürzere und an der Kurbelkammer mussten zwei längere Schrauben verwendet werden. Die Längenunterschiede sind jedoch größer als die einzelnen Einschraubtiefen, dadurch kann eine falsche Montage weitestgehend vermieden werden. Insgesamt wurden 14 Schrauben verwendet, um den vorgegebenen Maximalabstand zwischen zwei Schrauben von 65 mm nicht zu überschreiten. Zur Lagepositionierung der beiden Gehäusehälften zueinander wurden zwei Passhülsen verwendet, wobei eine in die Bohrung der Hinterradschwinge integriert ist und die zweite sich im Bereich der Ausgleichswelle befindet.

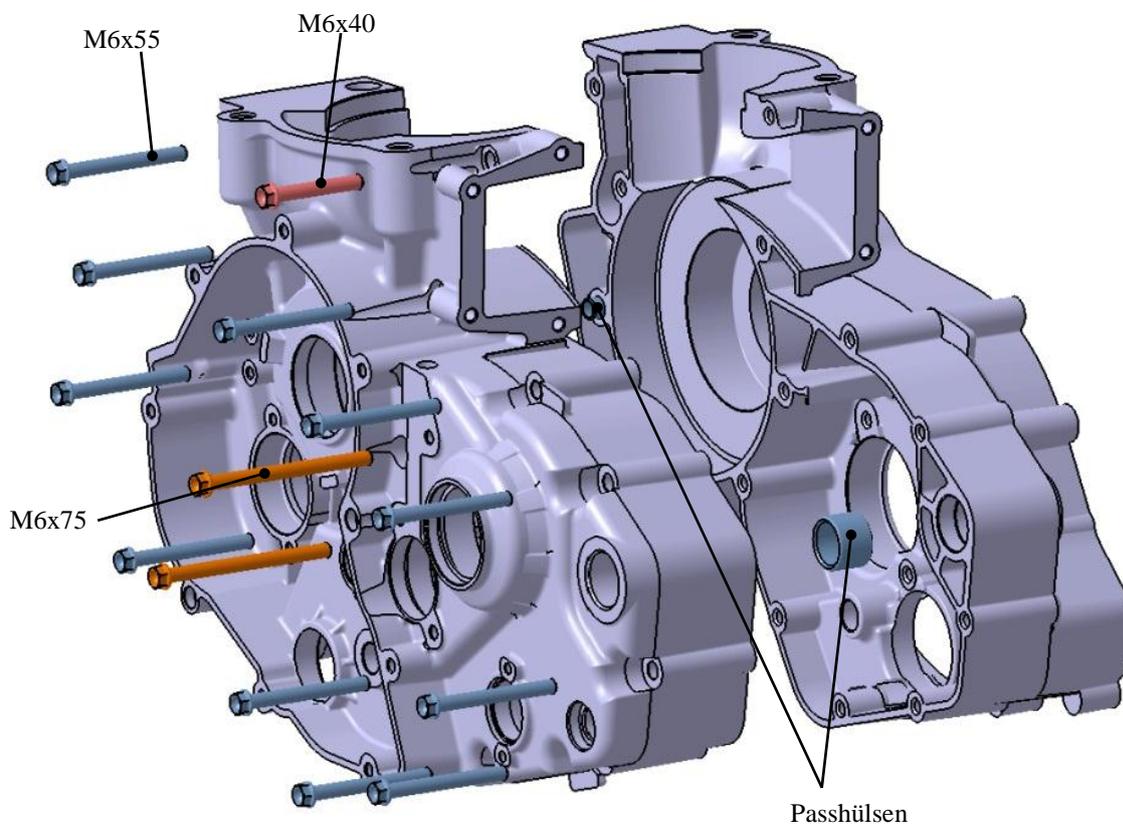


Abbildung 4.77: Verschraubung und Passhülsen

4.15.9 Rechter Kurbelgehäusedeckel

Der rechte Kurbelgehäusedeckel ist ein Gussteil und stellt die Abdeckung des rechten Kurbelgehäuses dar. Er bildet auch das Wasserpumpengehäuse, in dem sich die Wasserpumpenabdichtung befindet. Die Wasserpumpenabdichtung erfolgt über zwei Wellendichtringe, wobei der eine die Abdichtung gegenüber dem Kühlwasser und der andere die Abdichtung gegenüber dem Getriebeöl realisiert. Zwischen den Dichtringen ist eine Leckagebohrung nach außen vorgesehen, um bei Versagen des Wellendichtrings auf der Pumpenseite keinen Wassereintritt im Getriebe zu erhalten. Der Wellendichtring auf der Kühlwasserseite trägt seine Dichtlippe auf der Seite des Wasserpumpenrades, der andere auf der Getriebeseite. Der Deckel beinhaltet auch den Wasserpumpeneintritt, der als Schlauchstutzen mitgegossen ist. Der Wasseraustritt aus der Pumpe erfolgt nach der Spirale direkt in den Wasserkanal des Kurbelgehäuses. In diesem Deckel ist auch die Getriebeöleinfüllöffnung vorgesehen, welche mit einer Kunststoffverschlusschraube abgedichtet ist. Auf Höhe des Getriebeölniveaus ist auch die Getriebeölstandkontrollschraube angeordnet. Im Bereich der Kupplung trägt dieser Deckel eine weitere Abdeckung. Dieser Kupplungsdeckel ermöglicht ein Tauschen der Kupplung ohne Demontage des rechten Kurbelgehäusedeckels, dazu sind Ausnehmung vorgesehen.

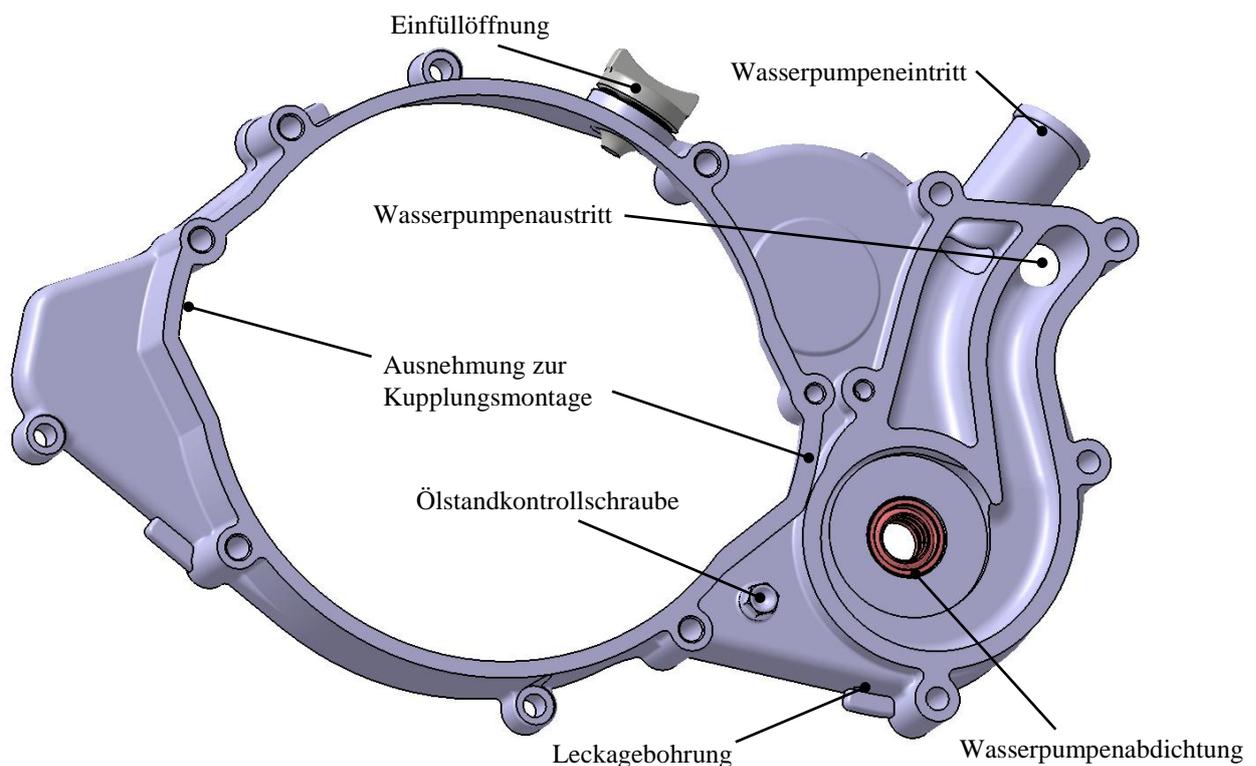
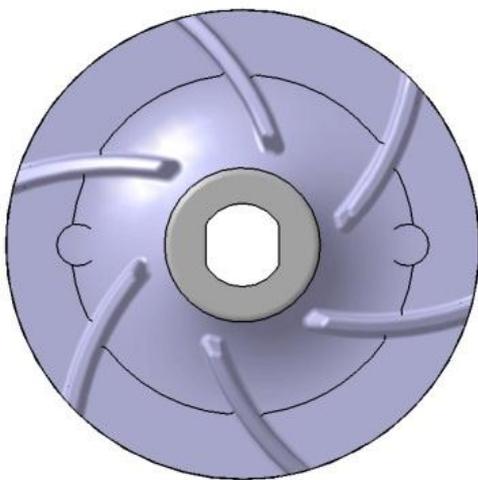


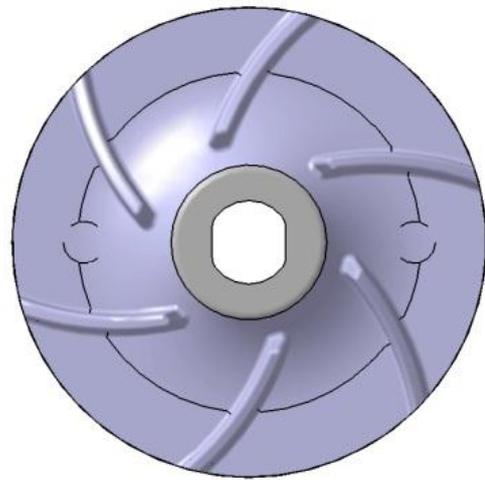
Abbildung 4.78: Rechter Kurbelgehäusedeckel

4.15.9.1 Wasserpumpe

Wie bereits angesprochen, bildet der rechte Kurbelgehäusedeckel auch das Wasserpumpengehäuse. Die Wasserpumpe sollte aus einem bestehenden Motor des Auftraggebers übernommen werden. Dies war nicht vorbehaltlos möglich, da sie in der falschen Drehrichtung arbeitete. Um eine Umkehr der Drehrichtung zu erreichen, ohne damit sonstige Änderungen in den Pumpenkennwerten einzufangen, wurde diese ausschließlich gespiegelt und auf den neuen Motor übertragen.



**Abbildung 4.79: Ursprüngliches
Wasserpumpenrad**

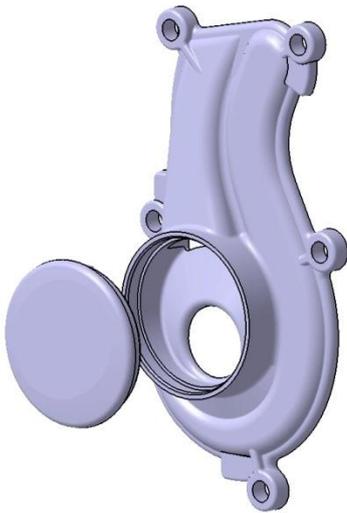
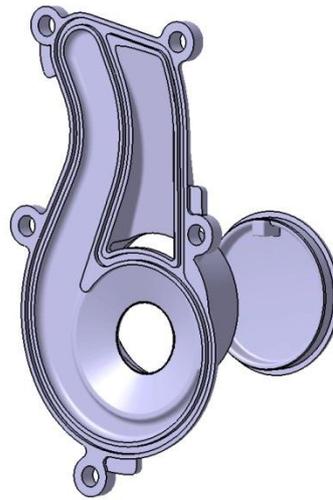


**Abbildung 4.80: Gespiegeltes
Wasserpumpenrad**

Das Wasserpumpenrad wird über die Ausgleichswelle direkt angetrieben und läuft daher mit Motordrehzahl. Zur Befestigung dient eine Schraube, die zentral am Pumpenrad angeordnet ist und dieses gegen eine Wellenschulter verspannt.

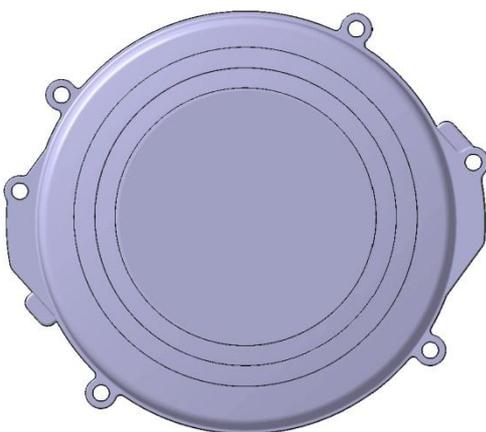
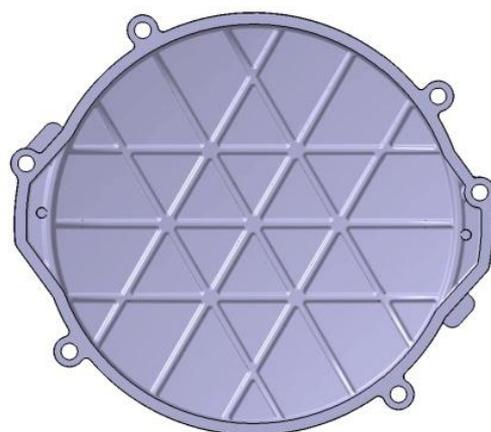
4.15.9.2 Wasserpumpendeckel

Der Wasserpumpendeckel wurde in seinem Spiralverlauf an die umgekehrte Drehrichtung angepasst. Um bei diesem Gussteil ohne „verlorene Formen“ auszukommen, musste ein zusätzlicher Deckel konstruiert werden. Abgedichtet wird der Wasserpumpendeckel mit einer eingelegten Dichtschnur.

**Abbildung 4.81: Wasserpumpendeckel außen****Abbildung 4.82: Wasserpumpendeckel innen**

4.15.9.3 Kupplungsdeckel

In Abbildung 4.83 ist der Kupplungsdeckel dargestellt. Wegen der großen ebenen Fläche sind an der Innenseite Rippen angebracht um eine Versteifung zu erhalten. Abgedichtet wird der Kupplungsdeckel über eine Papierdichtung.

**Abbildung 4.83: Kupplungsdeckel außen****Abbildung 4.84: Kupplungsdeckel innen**

4.15.10 Linker Kurbelgehäusedeckel

Im linken Kurbelgehäusedeckel ist der Stator mit seinen Wicklungen und der Pick Up Sensor verbaut. Er beinhaltet auch die Lagerstelle für eine Achse des Elektro- Starterantriebs. Die Getriebeölablassschraube ist ebenfalls darauf untergebracht.

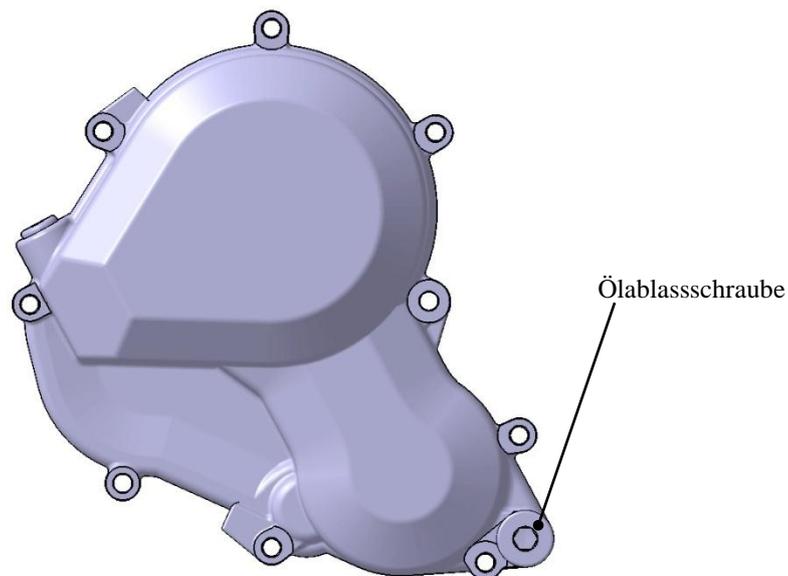


Abbildung 4.85: Linker Kurbelgehäusedeckel außen

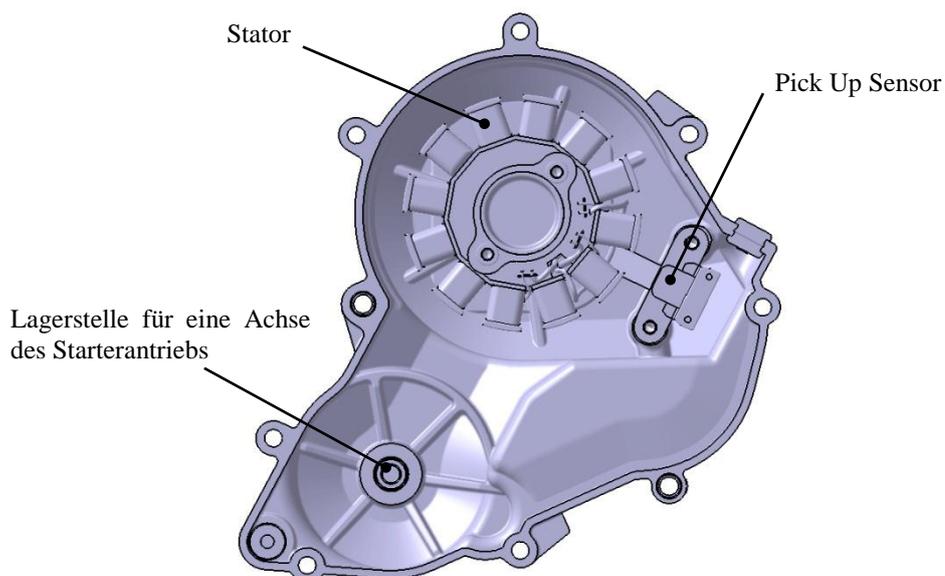


Abbildung 4.86: Rechter Kurbelgehäusedeckel innen

4.16 Getriebeschmierung

Wie bereits mehrfach erwähnt, stammt das verwendete Getriebe aus einem 450 cm³, 4-Takt Motor, bei dem das Getriebe in die Druckumlaufschmierung integriert war. Nachdem der 2-Takt Motor über keine derartige Schmierung verfügt, musste eine Alternative dafür gefunden werden. Dazu wurden am Kurbelgehäuse spezielle Taschen und Bohrungen angebracht, welche die Schmierung gewährleisten sollen.

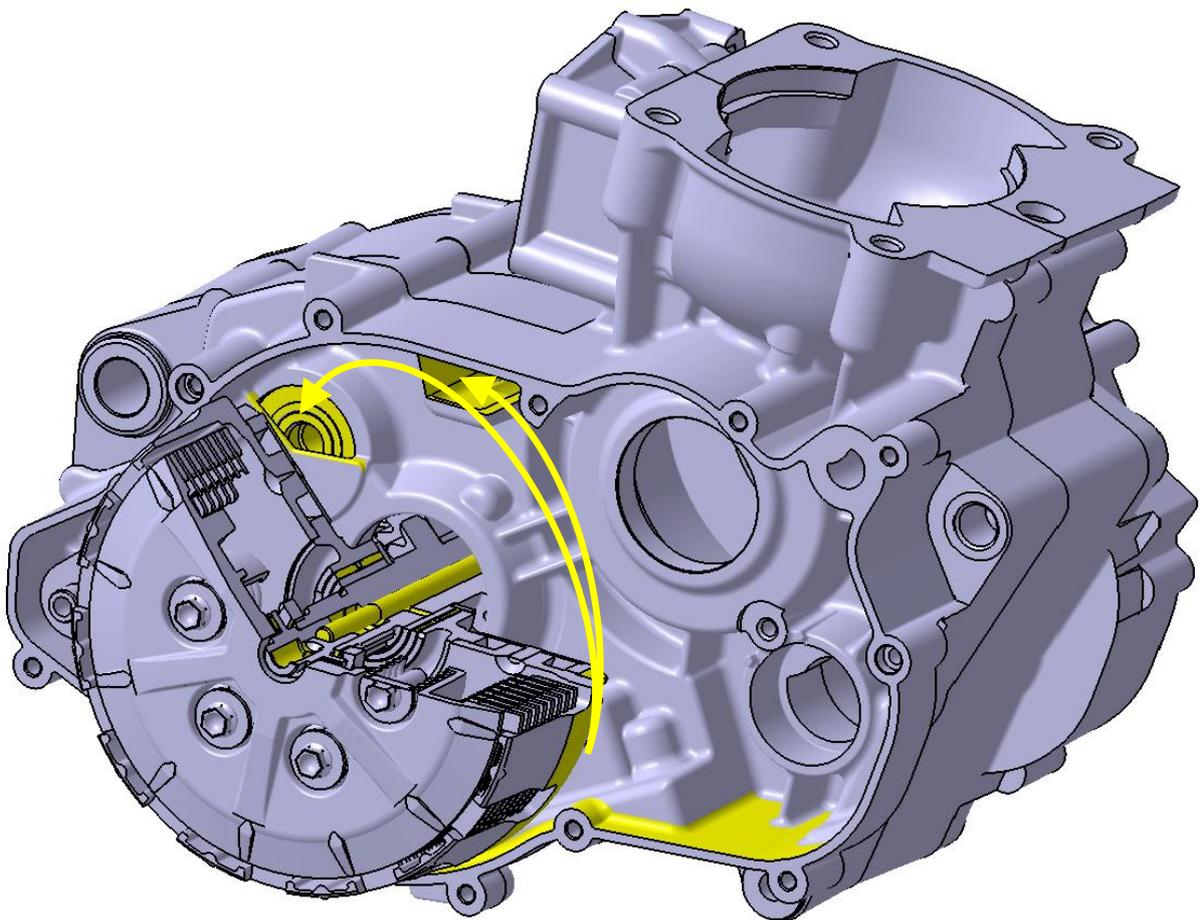


Abbildung 4.87: Getriebeschmierung, Versorgung der Eingangs- und Ausgangswelle

4.16.1 Schmierung der Eingangswelle

Die Kupplung mit dem Primärrad beschreibt einen der tiefsten Punkte im Kurbelgehäuse und taucht dort in das Getriebeöl ein. Im Motorbetrieb „schaufelt“ das Primärrad mit seinen Zähnen das Öl nach oben, wo es dann auf die Gehäusewandungen trifft. Um das Öl, bevor es zurückfließt, für die Schmierung der Eingangswelle zu nutzen, wurde an der Gehäusewandung eine Tasche integriert. Diese soll das Öl auffangen und über eine Rinne quer zum Gehäuse auf die andere Seite der Eingangswelle leiten. Am Weg in der Rinne kann ein Teil über die Kante hinweg auslaufen. Der ausgelaufene Teil tropft auf die Getrieberäder und schmiert diese. Der andere Teil läuft bis ans Ende der Rinne, wo sich eine vertikale Bohrung befindet. Durch diese Bohrung gelangt das Öl auf die Außenseite des linken Lagers der hohlen Eingangswelle. Das Lager ist an der Außenseite abgedeckt, wodurch das Öl im Inneren der Welle auf die rechte Seite zurückfließt und den Kupplungssteuerstift und das Axiallager schmiert. Des Weiteren sind auf der Welle Querbohrungen angeordnet, die sich unter den Lagerstellen befinden, Dadurch kann das Öl auch dort austreten und die Lager der Getrieberäder und des Kupplungskorbes schmieren.

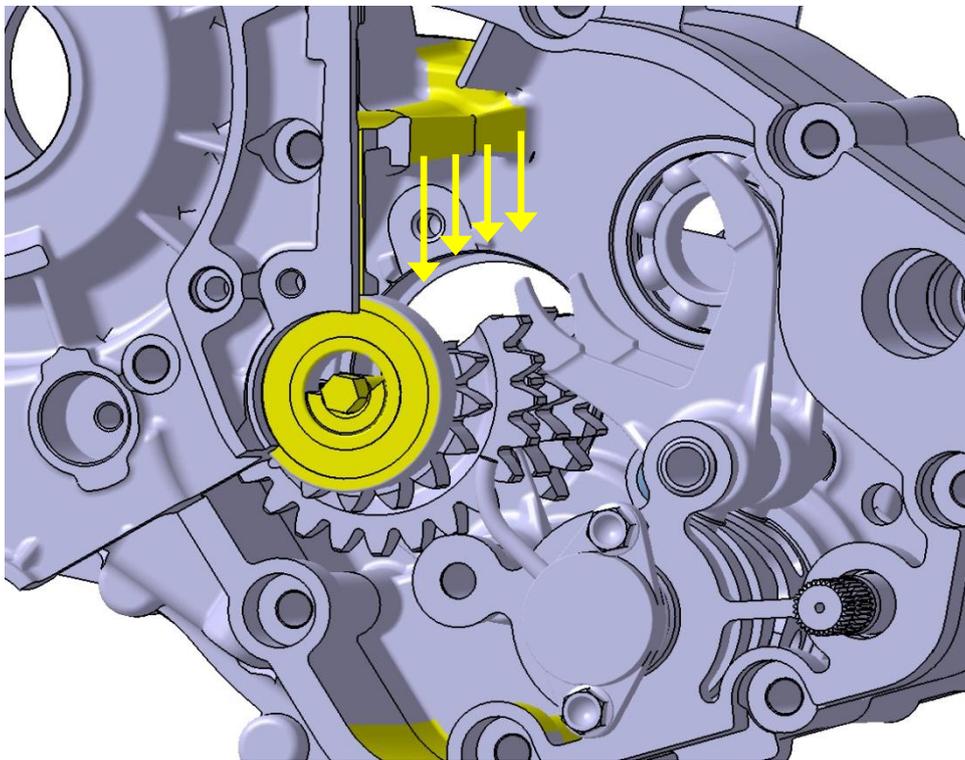


Abbildung 4.88: Schmierung der Getrieberäder

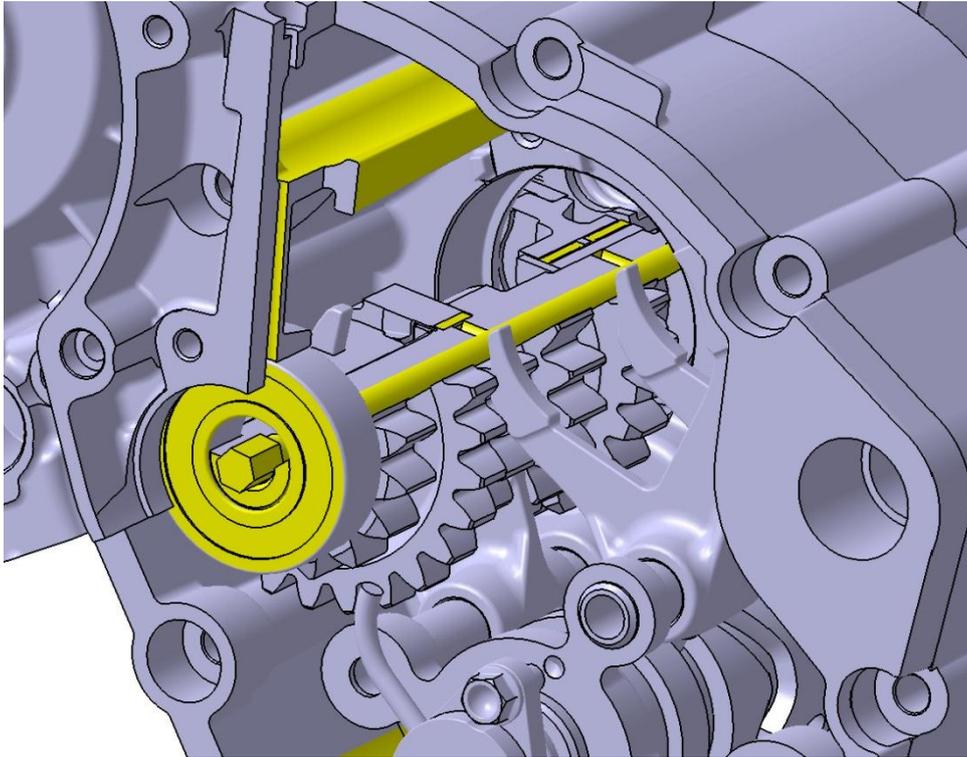


Abbildung 4.89: Öleintritt in die Eingangswelle

4.16.2 Schmierung der Ausgangswelle

Die Schmierung der Ausgangswelle basiert auf dem gleichen Prinzip wie bei der Eingangswelle. Da die Ausgangswelle auf der Seite des Primärrades zugänglich ist, kann hier diese Rinne entfallen. Es genügt die Anordnung einer Tasche im Bereich des rechten Lagers, wo wiederum das Öl aufgefangen wird. Das Lager ist auf der Seite der Tasche abgedeckt, womit es den Weg in die hohl gebohrte Ausgangswelle nehmen muss. Im Inneren der Welle gelangt es auf die linke Seite, wo zwischen dem Lager und dem Wellendichtring eine Querbohrung vorhanden ist. Bei dieser Bohrung tritt das Öl aus und trifft auf die Wälzkörper des linken Lagers. Über die Länge der Ausgangswelle sind noch weitere Querbohrungen angeordnet, die sich unter den Wälzlagern der Zahnräder befinden. Damit ist auch deren Schmierung gewährleistet.

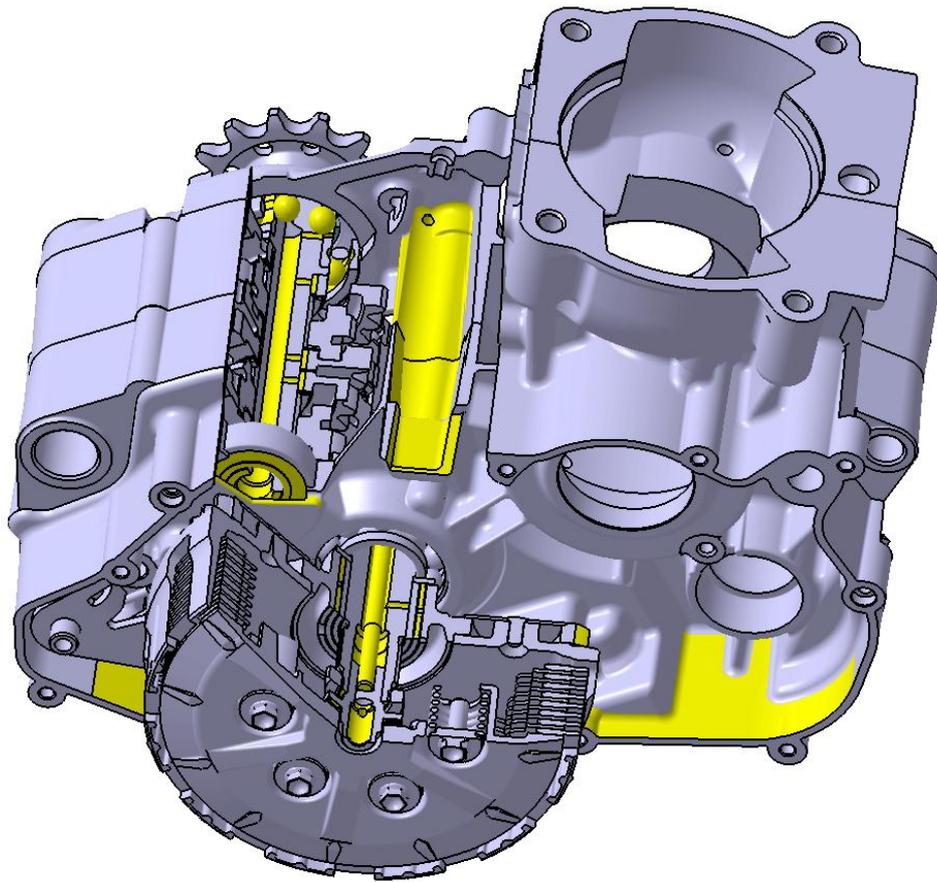


Abbildung 4.90: Schmierung im Gehäuse

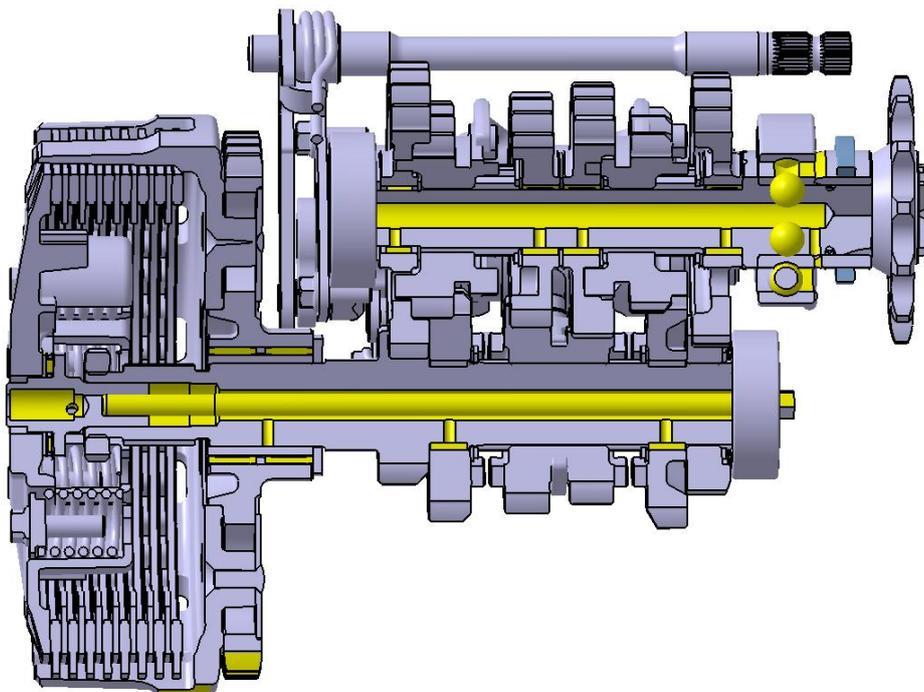


Abbildung 4.91: Schmierung der Wellen

4.16.3 Ölfüllmenge

Die Ölfüllmenge wurde aus Erfahrungswerten mit 0,6 Litern festgelegt. Um die Füllhöhe und damit die Position der Ölstandkontrollschraube festlegen zu können, musste das Kurbelgehäuse „ausgelitert“ werden.

Dazu ist im CAD- Programm ein Block konstruiert worden, der durch die inneren Gehäusewandungen begrenzt wurde. Dadurch entstand der Getriebehohlraum als Körper. Danach sind alle Komponenten im Getriebe von diesem Körper abgezogen worden, womit sich der freie Raum im Getriebe als Volumenmodell herausstellte. In einer iterativen Vorgangsweise wurde das Modell von oben beginnend zugeschnitten, um auf das entsprechende Volumen zu kommen. Die Oberkante des Modells stellt die Füllhöhe dar.

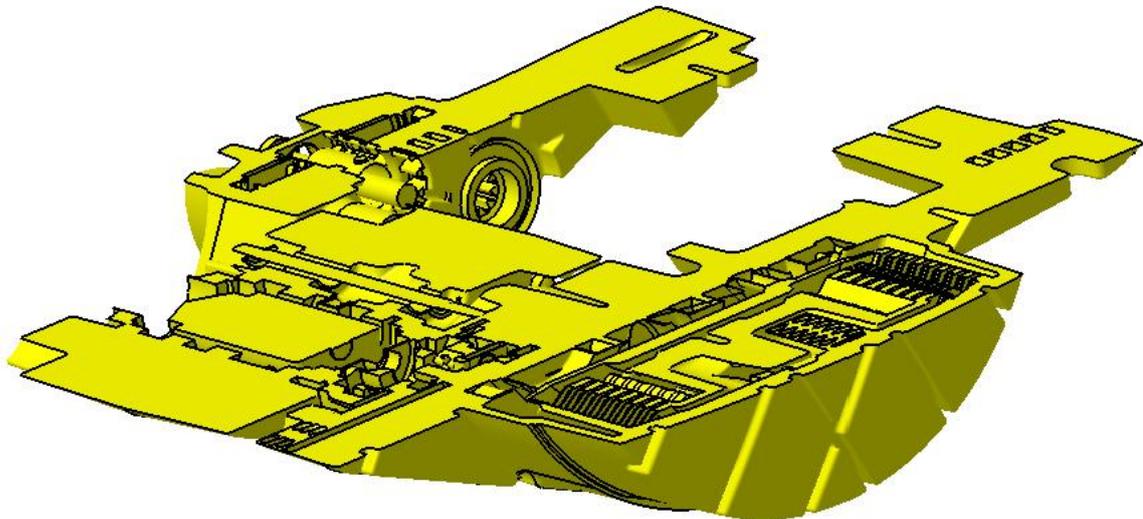


Abbildung 4.92: Getriebeölvolumen, 0,6 Liter

5 Gesamtmotor

Im Kapitel 4 wurde die Konstruktion und Auslegung der Motorkomponenten beschrieben, in diesem Kapitel ist der zusammengebaute Motor dargestellt. Dies stellt auch den letzten Punkt in der Aufgabenstellung dieser Arbeit dar.

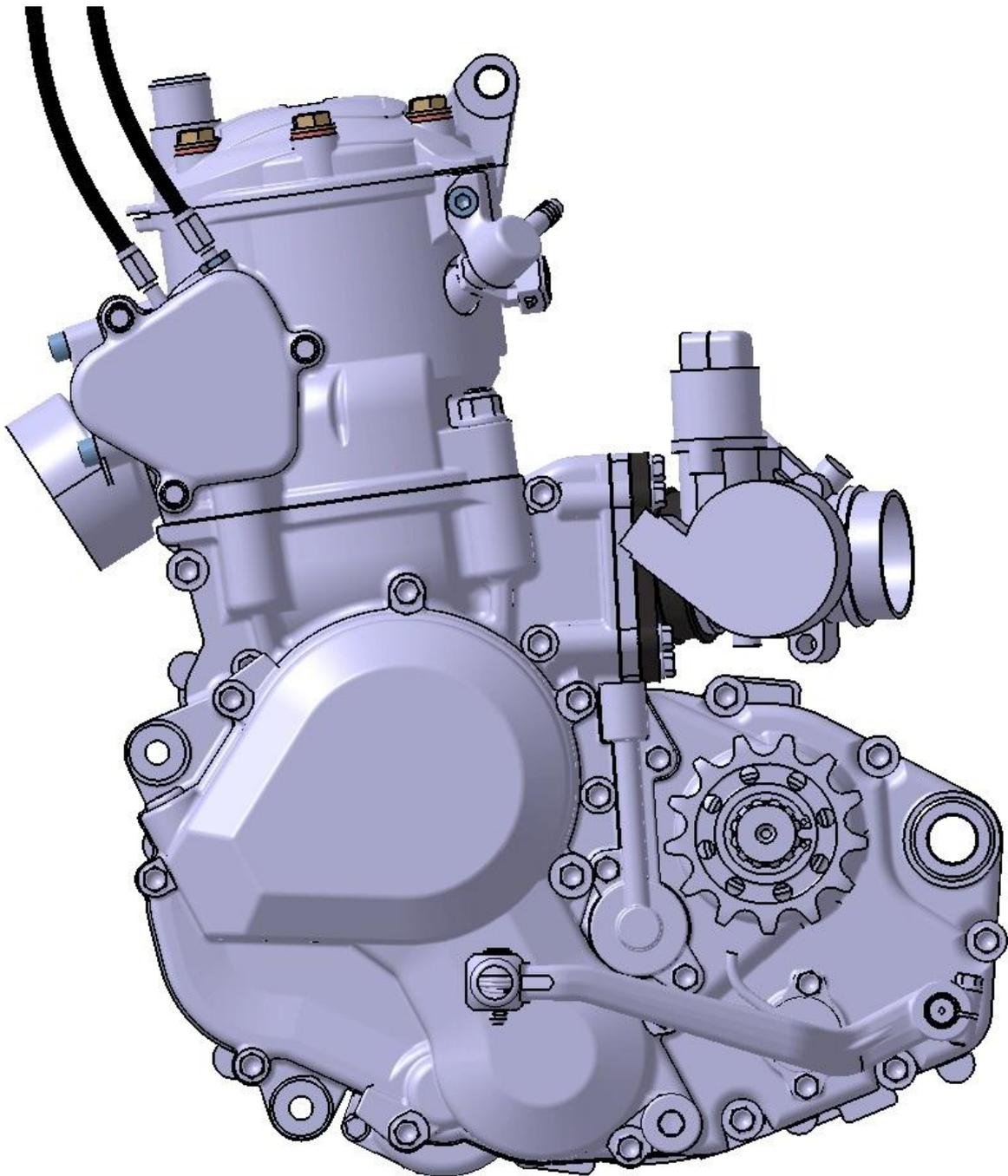


Abbildung 5.1: Gesamtmotor, links

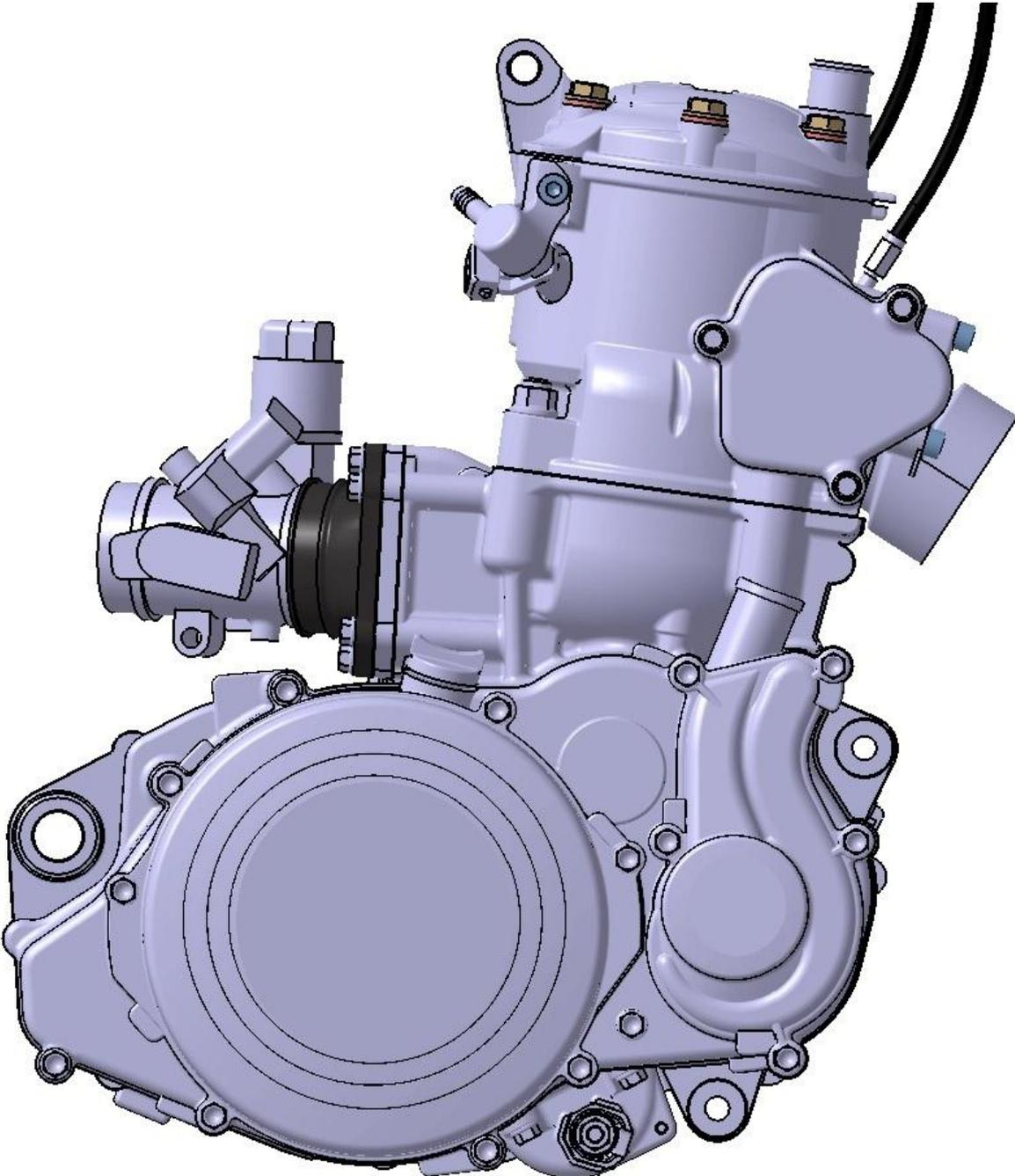


Abbildung 5.2: Gesamtmotor, rechts

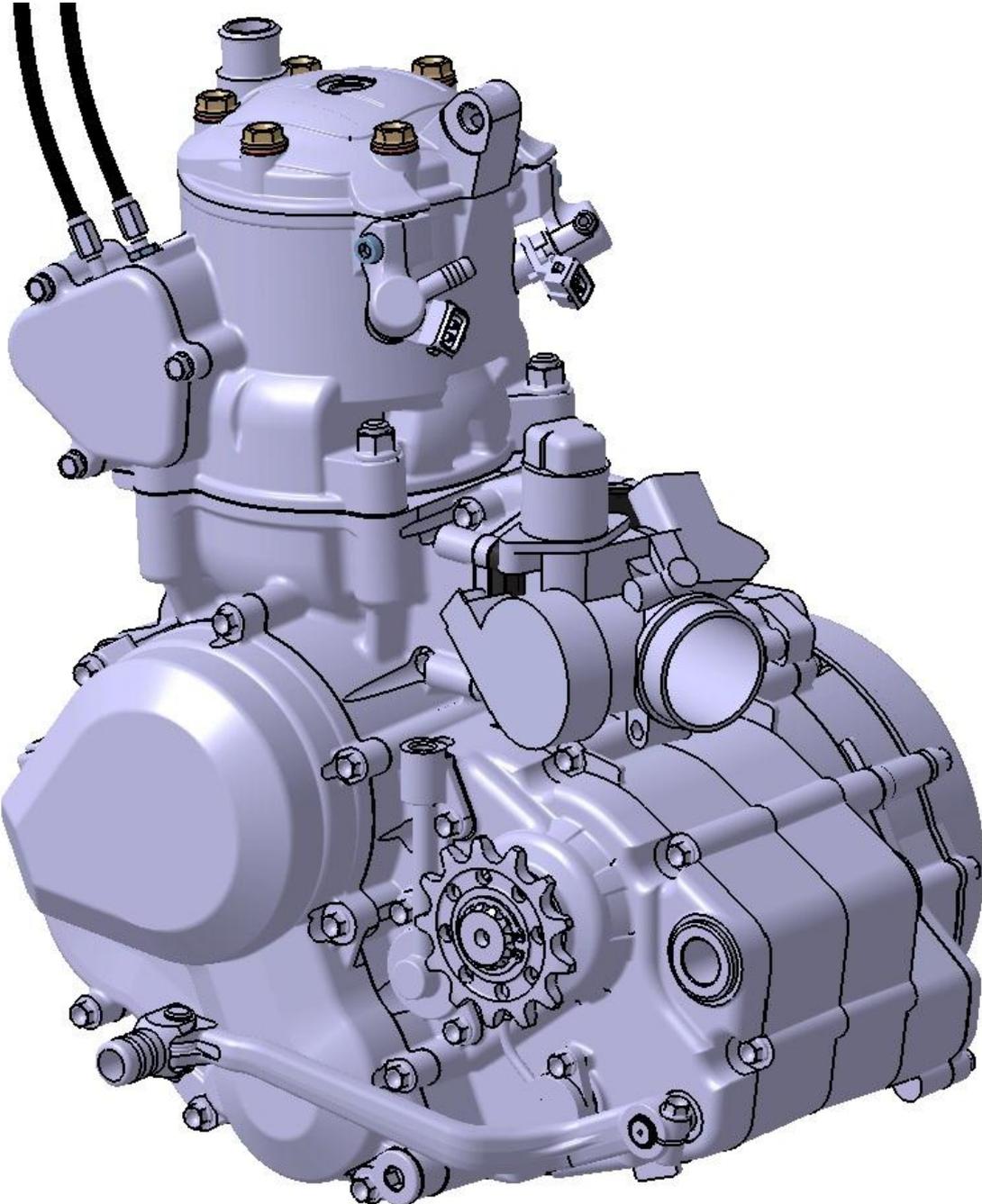


Abbildung 5.3: Gesamtmotor, isometrische Ansicht

5.1 Zusammenfassung

Der neu konstruierte Motor verfügt über eine Benzin- Direkteinspritzung, wobei zwei Einspritzventile im Zylinder angeordnet sind. Der Einlasskanal wurde vom Zylinder ins Kurbelgehäuse verlegt, der Zylinder wurde angehoben und nach vor geneigt, um den Einlasskanalwinkel an sein Optimum anzunähern. Die Verstellung der Auslassklappe wurde von einem Fliehkraftmechanismus auf einen elektrischen Stellmotor abgeändert, wodurch die Einschränkung der reinen Drehzahlabhängigkeit aufgehoben werden konnte. Im neuen Motor kommt eine Frischölschmierung zur Anwendung, die Dosierung des Öls erfolgt über eine im Kurbelgehäuse angeordnete Ölspritzdüse, die auf das Pleuellager gerichtet ist. Der Referenzmotor verfügt über einen Kick-Starter und einen Elektro-Starter; der Kick-Starter ist beim neuen Motor entfallen. Der Elektro-Starter und dessen Antrieb wurden aus einem bestehenden Motor des Auftraggebers übernommen, dadurch konnten Neuteile eingespart werden. Es war jedoch notwendig, entsprechende Anpassungen in der Anordnung der Komponenten des Starter-Antriebs vorzunehmen. Zur Erhöhung der Laufruhe wurde eine Ausgleichswelle, mit einem Ausgleichsgrad erster Ordnung von 89%, vorgesehen. Der Antrieb der Wasserpumpe konnte von der Ausgleichswelle direkt übernommen werden, wodurch eine zusätzliche Wasserpumpenwelle nicht benötigt wird. Das Getriebe des neuen Motors verfügt über sechs Gänge und besitzt auf der linken Fahrzeugseite das Antriebsritzel. Das Getriebe konnte ebenfalls aus einem bestehenden Motor weitestgehend übernommen werden. Der neue Motor erfüllt die gängigen Standards in diesem Segment und kann sich durch zusätzliche Merkmale – wie höhere Leistung, geringerer Verbrauch und bessere Laufruhe – von seinen Mitbewerben abheben.

6 Anhang

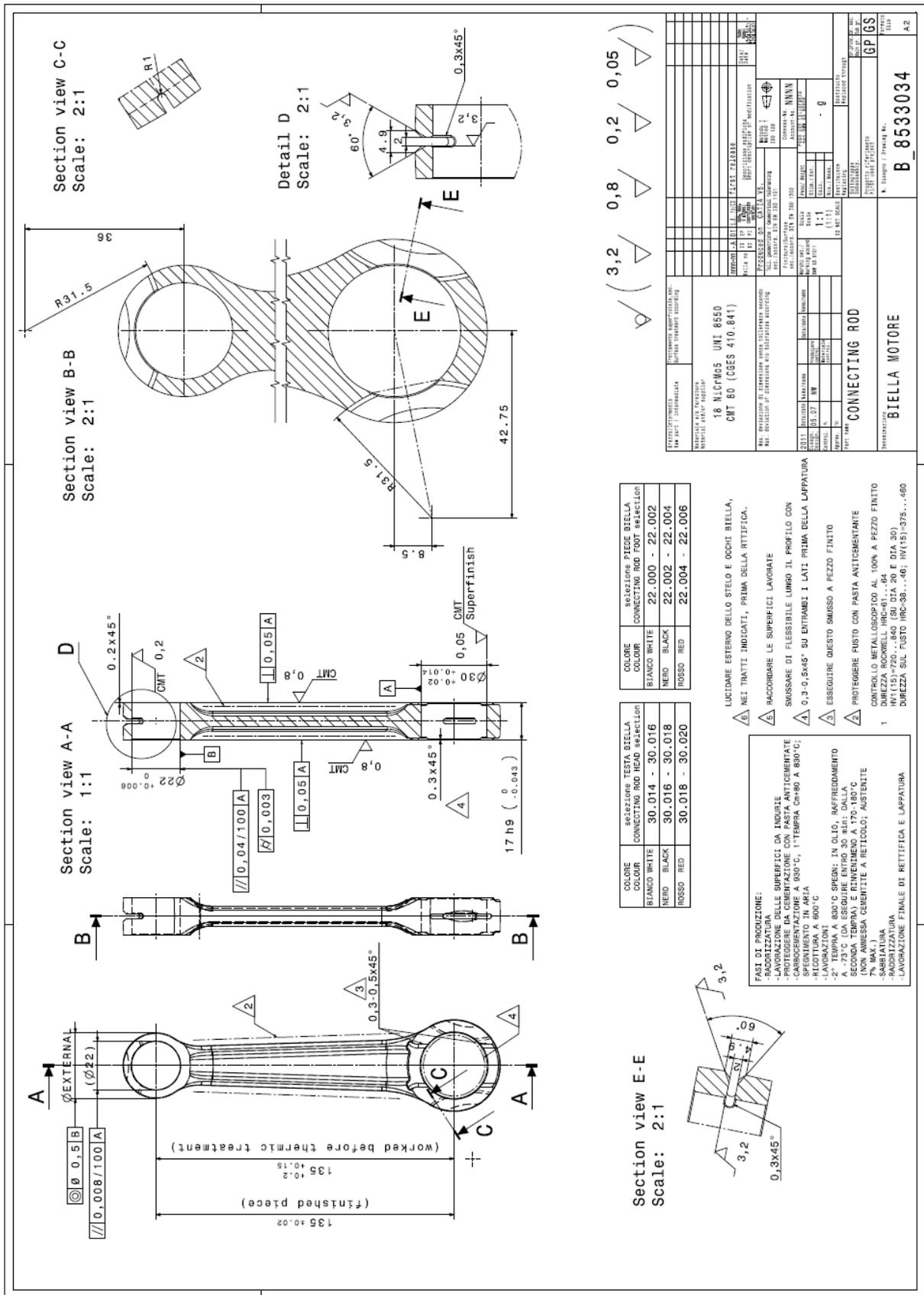


Abbildung 6.1: Fertigungszeichnung, Pleuel

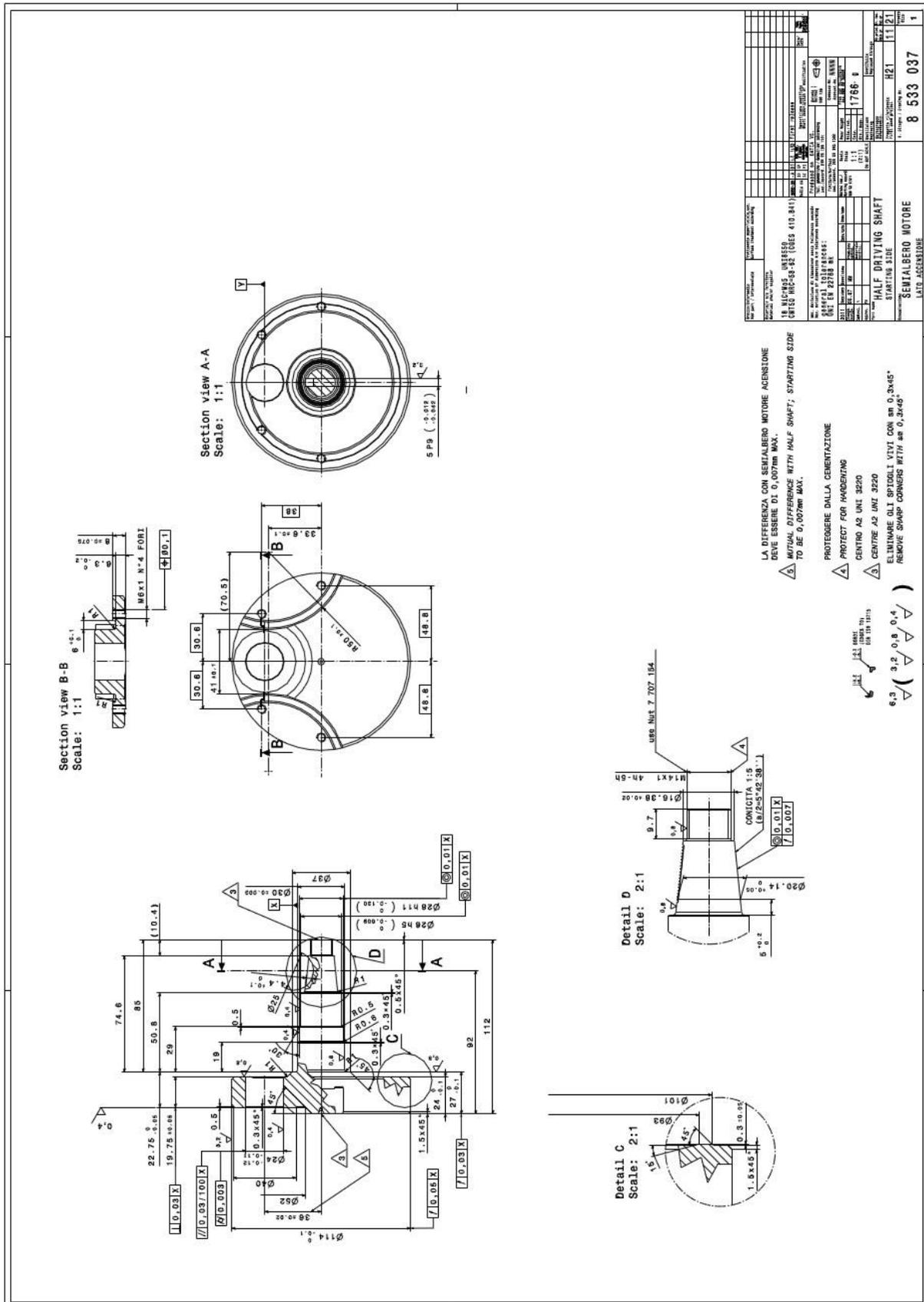


Abbildung 6.2: Fertigungszeichnung, Kurbelwelle links

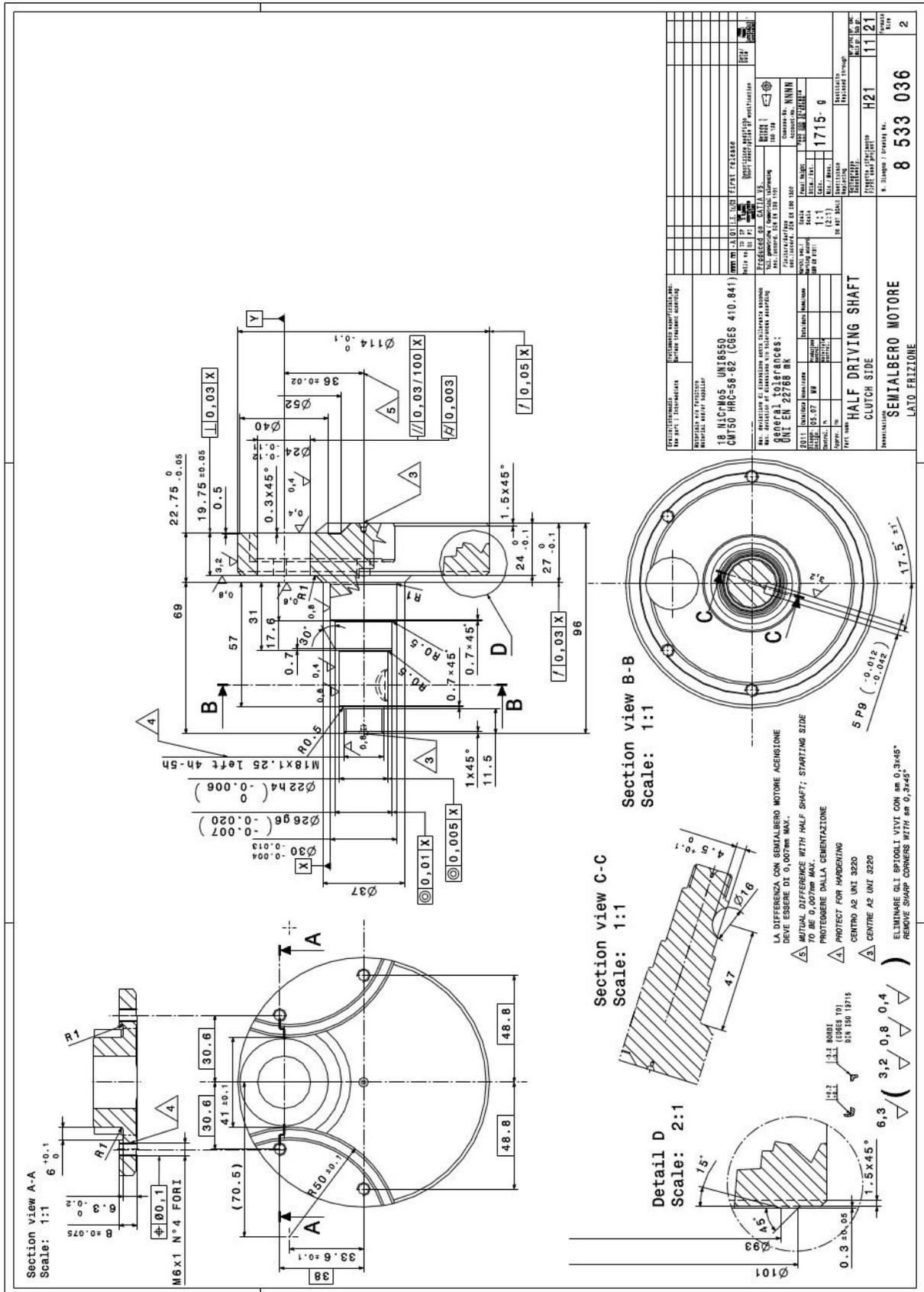


Abbildung 6.3: Fertigungszeichnung, Kurbelwelle rechts

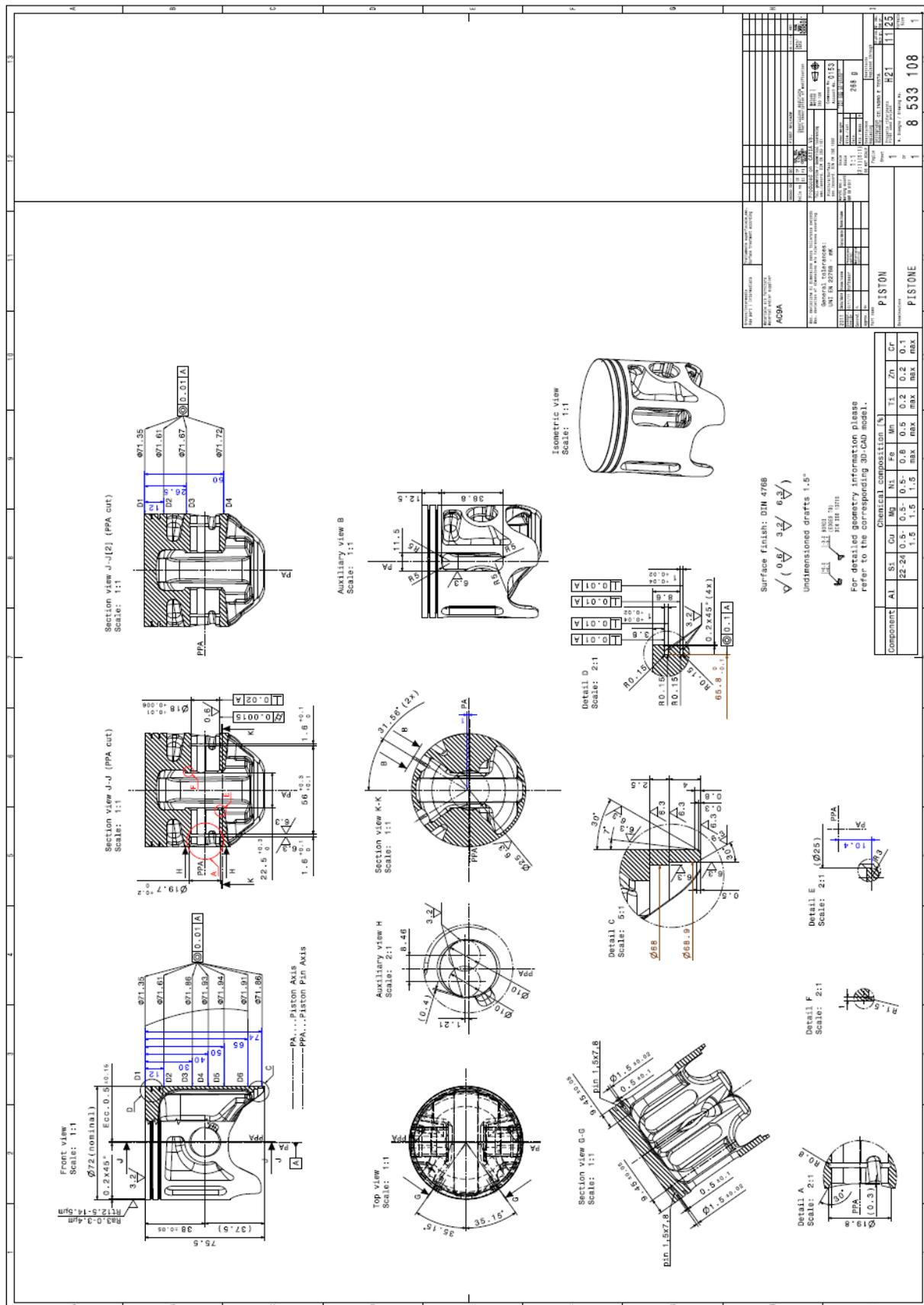


Abbildung 6.4: Fertigungszeichnung, Kolben

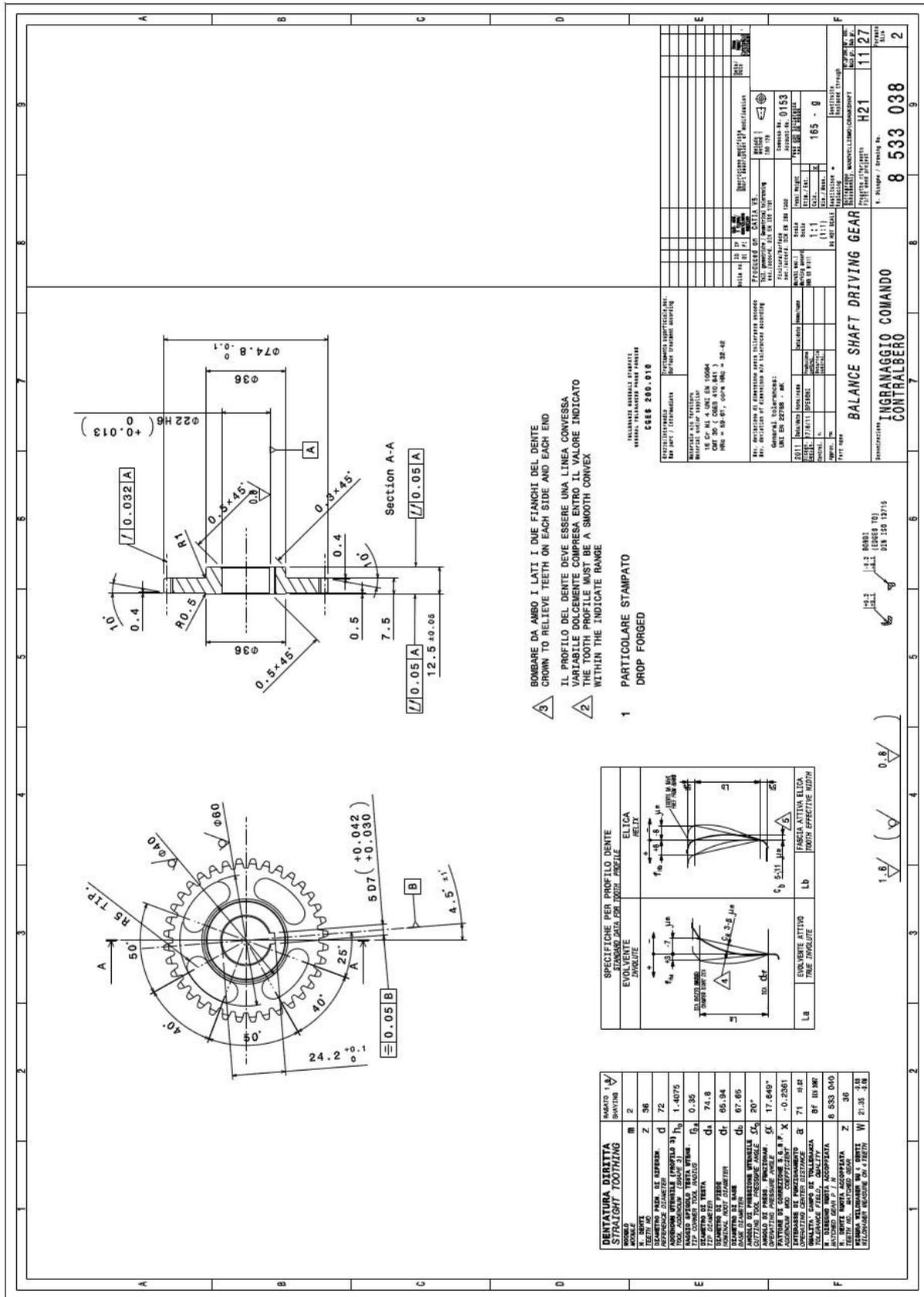


Abbildung 6.7: Fertigungszeichnung; Antriebsrad der Ausgleichswelle

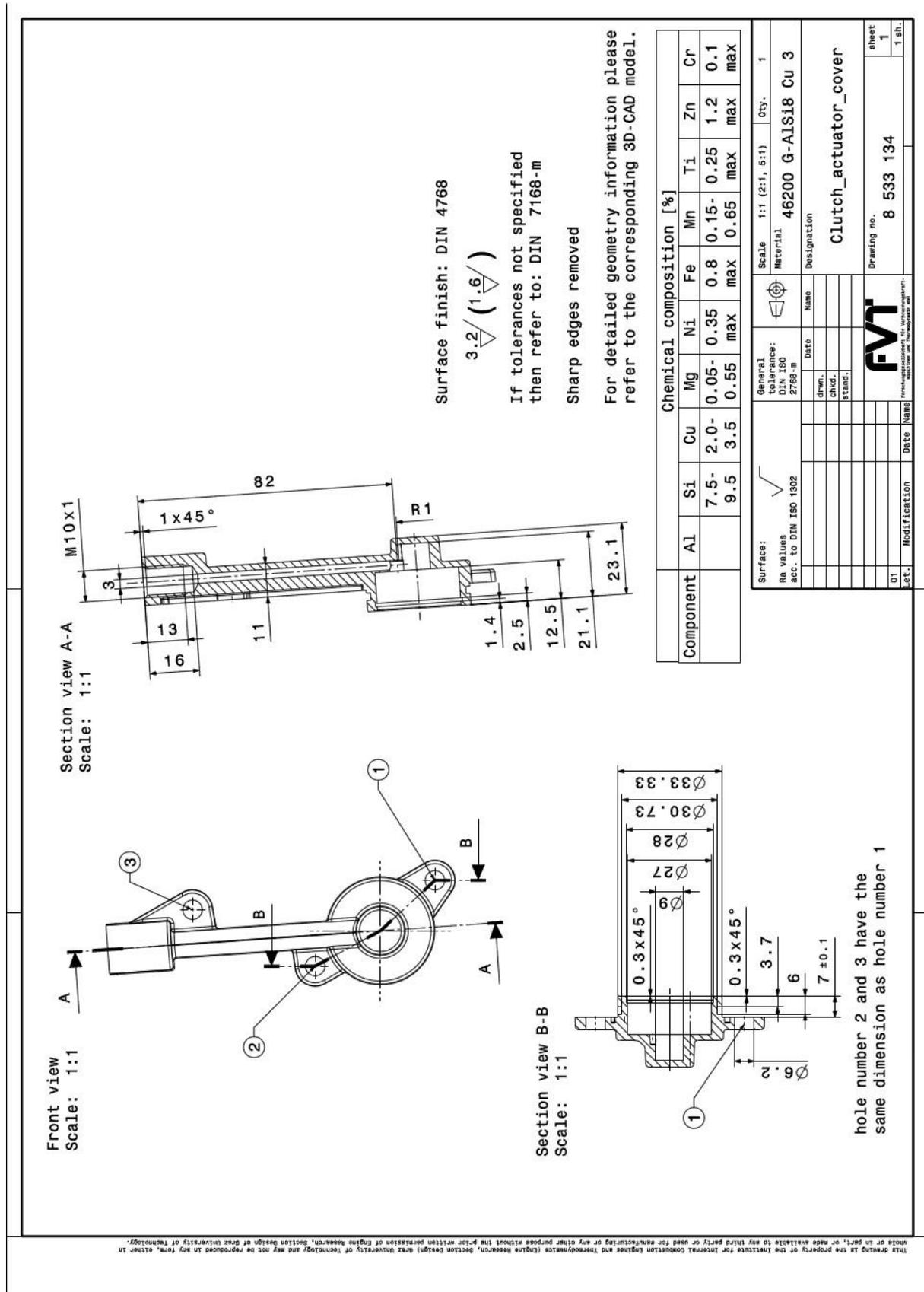


Abbildung 6.10: Fertigungszeichnung; Kupplungsaktuator

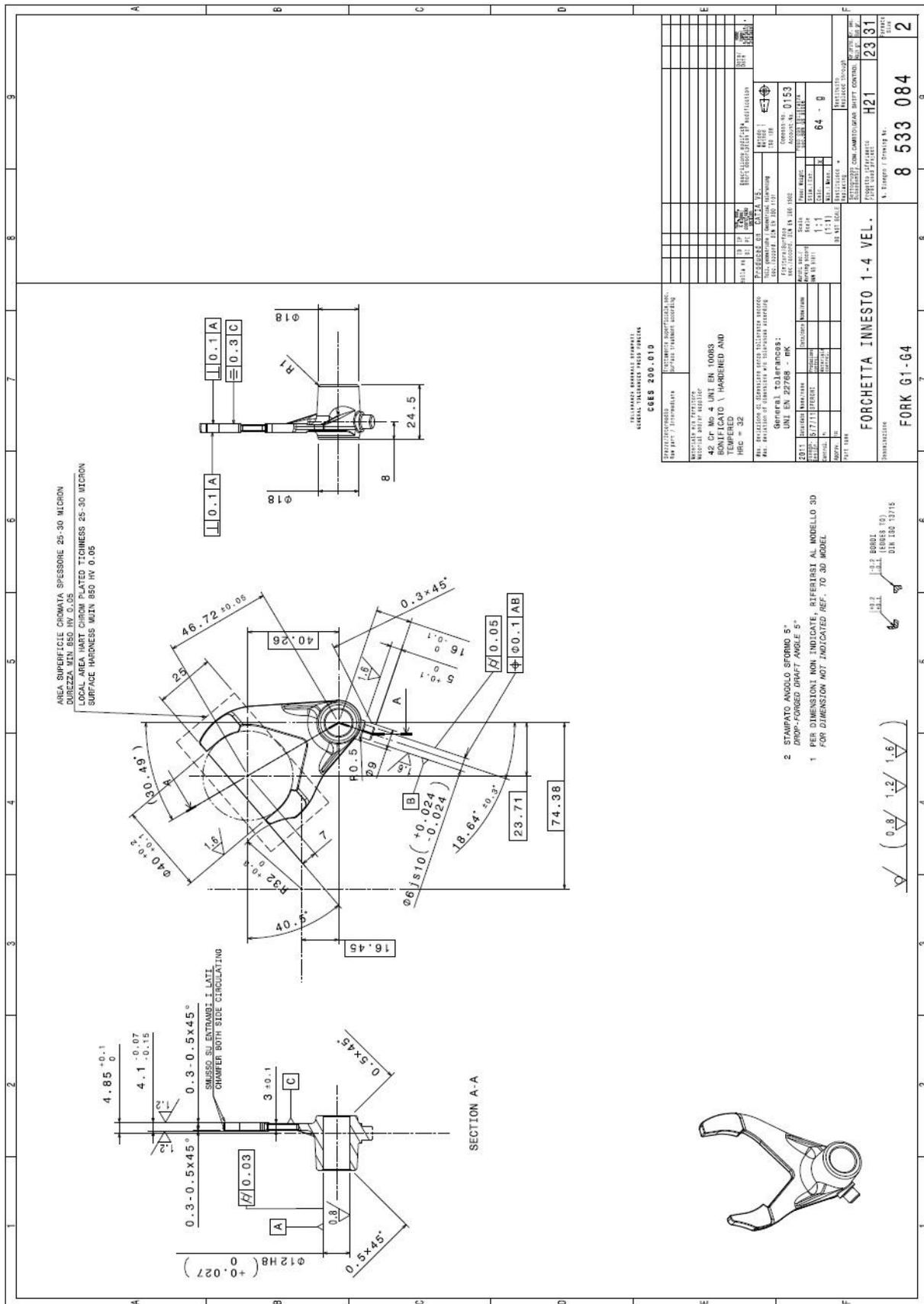


Abbildung 6.11: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 1.-4.Gang

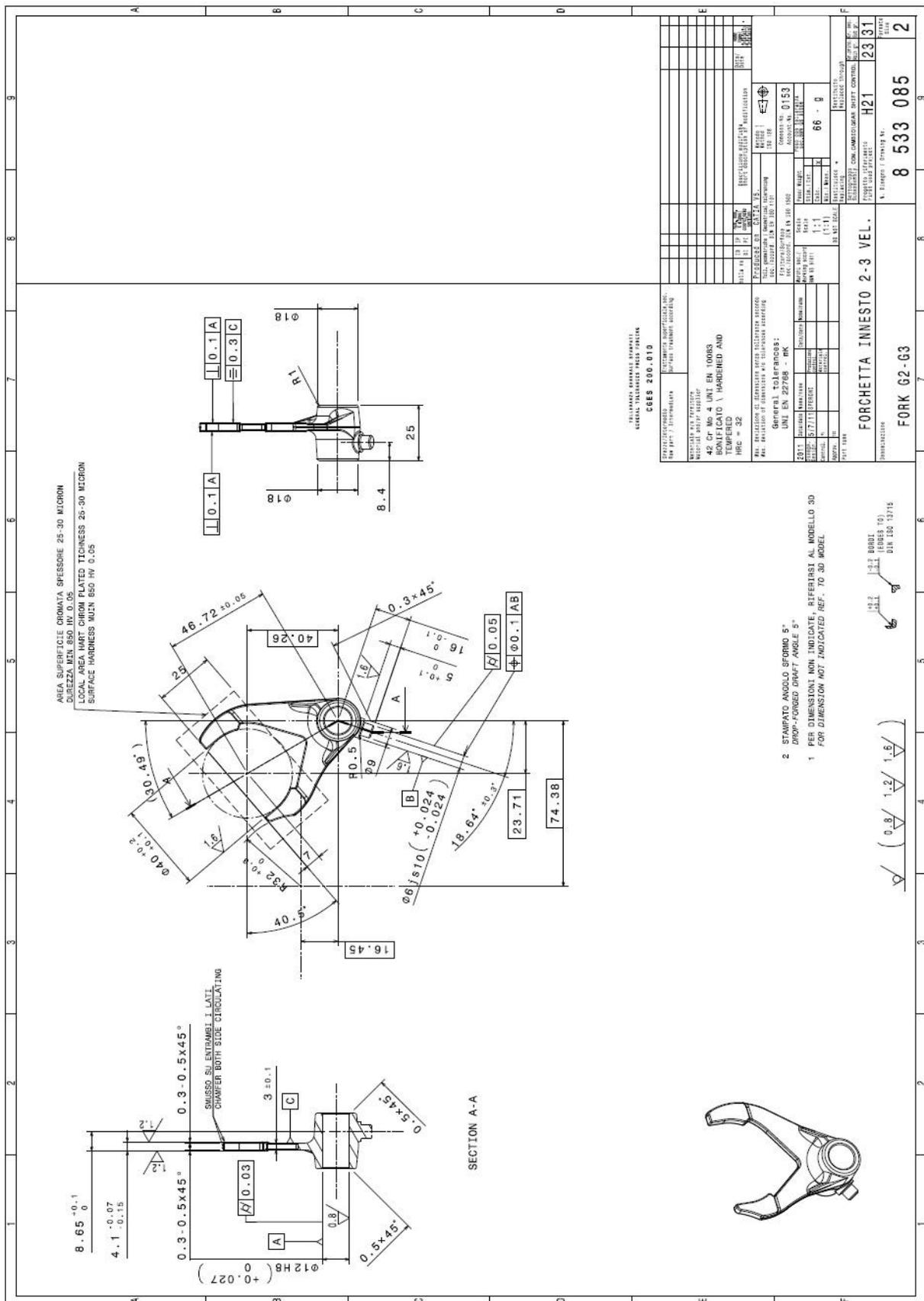


Abbildung 6.12: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 2.-3.Gang

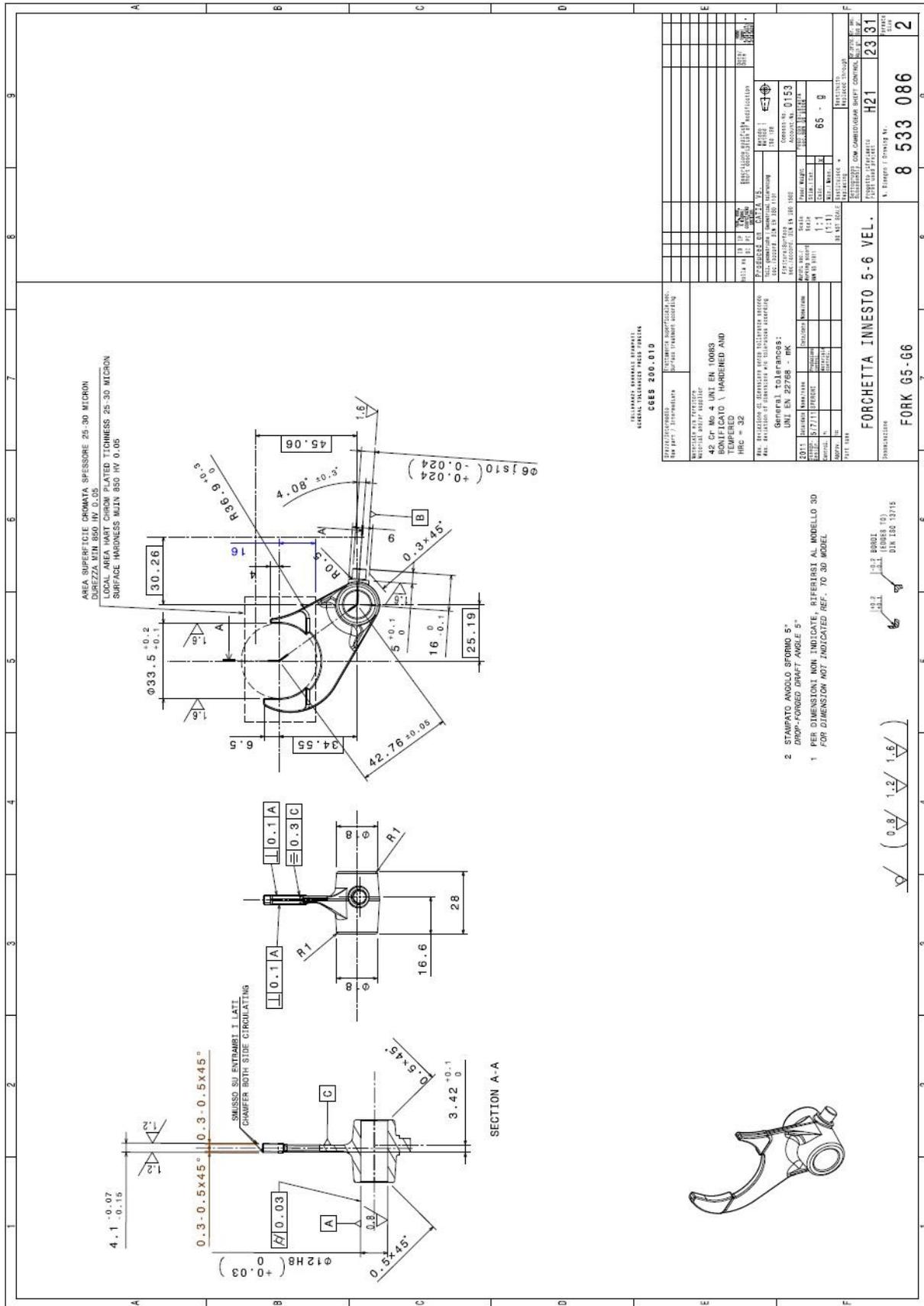


Abbildung 6.13: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 5.-6.Gang

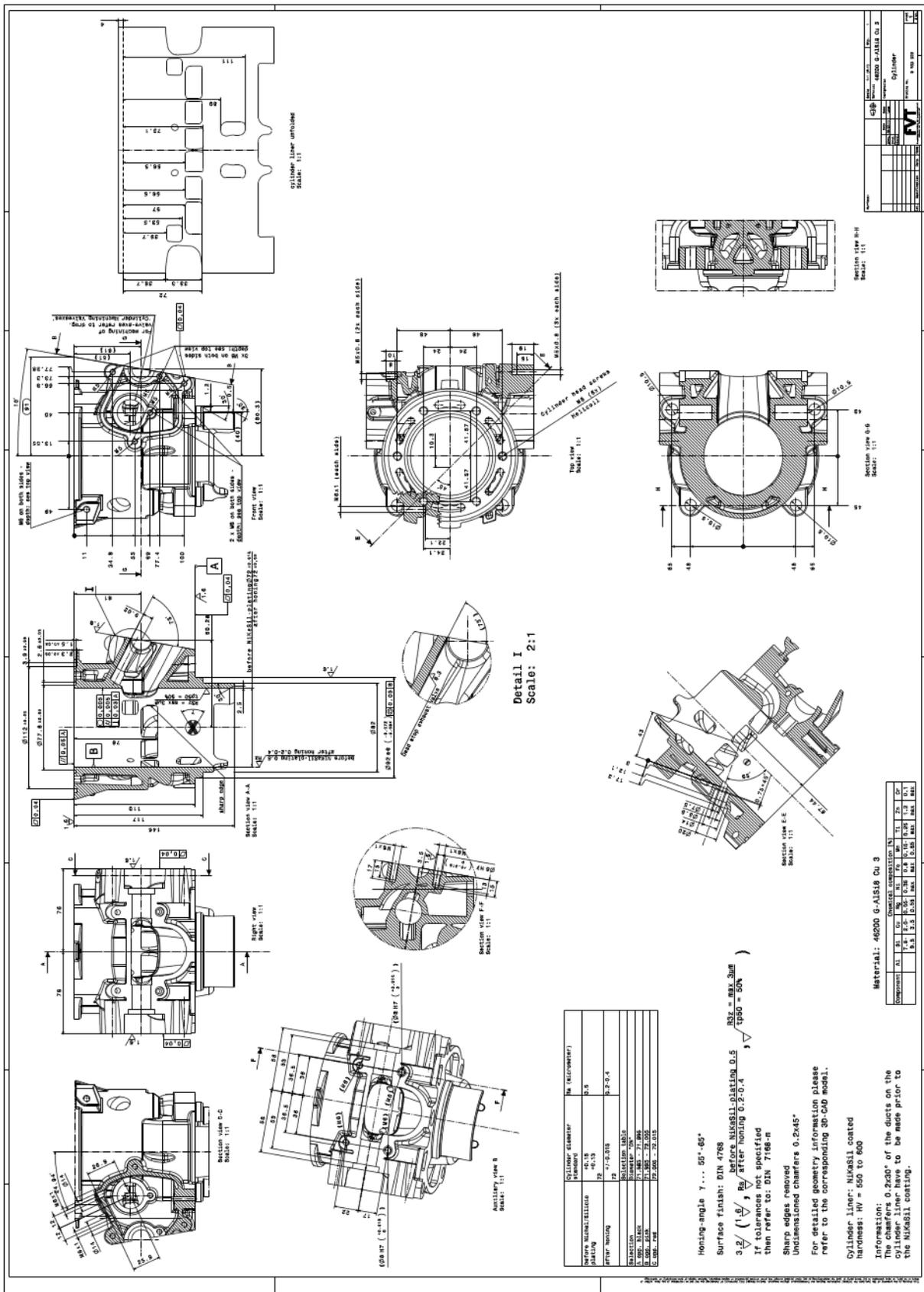


Abbildung 6.14: Fertigungszeichnung; Zylinder

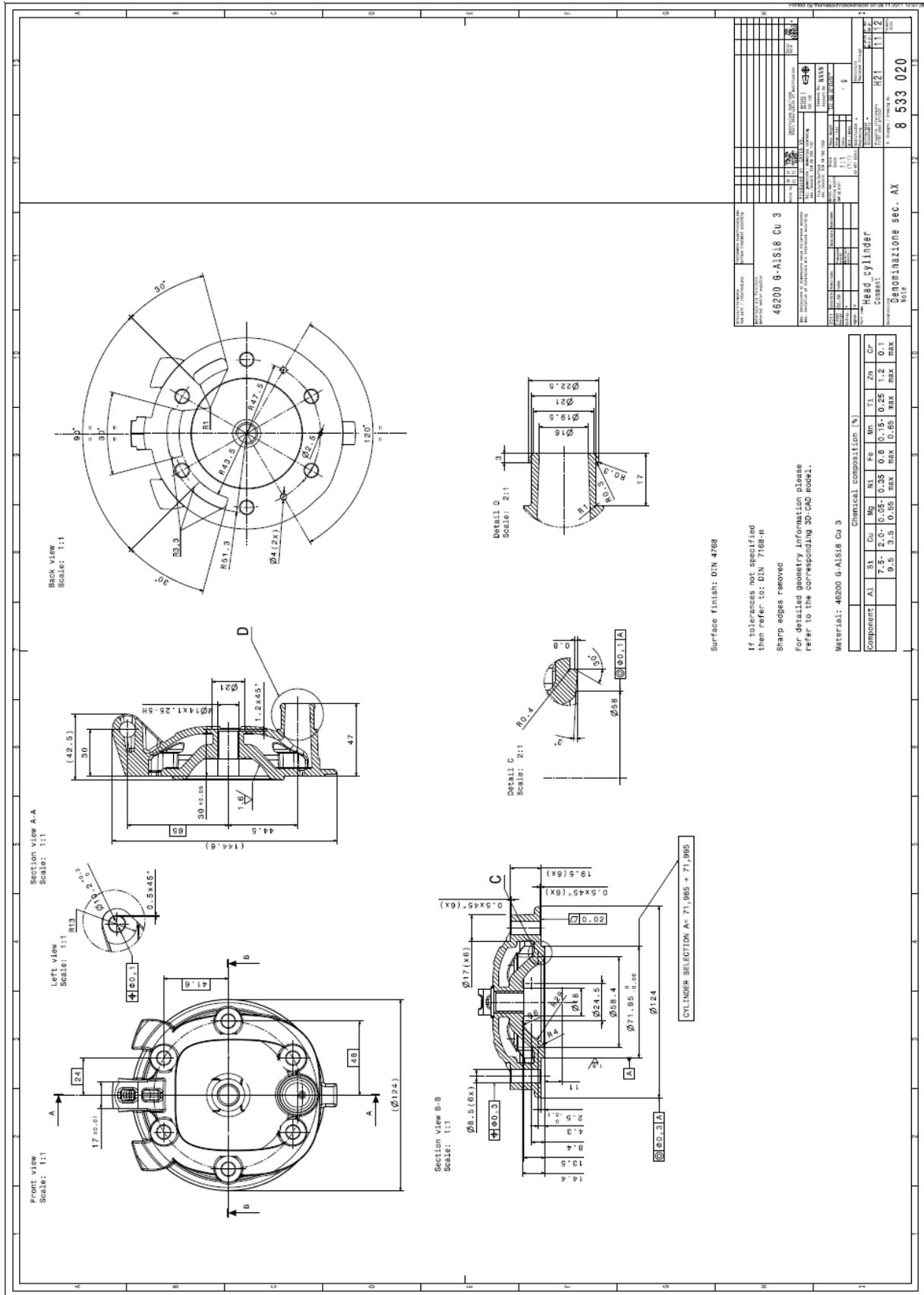


Abbildung 6.15: Fertigungszeichnung; Zylinderkopf

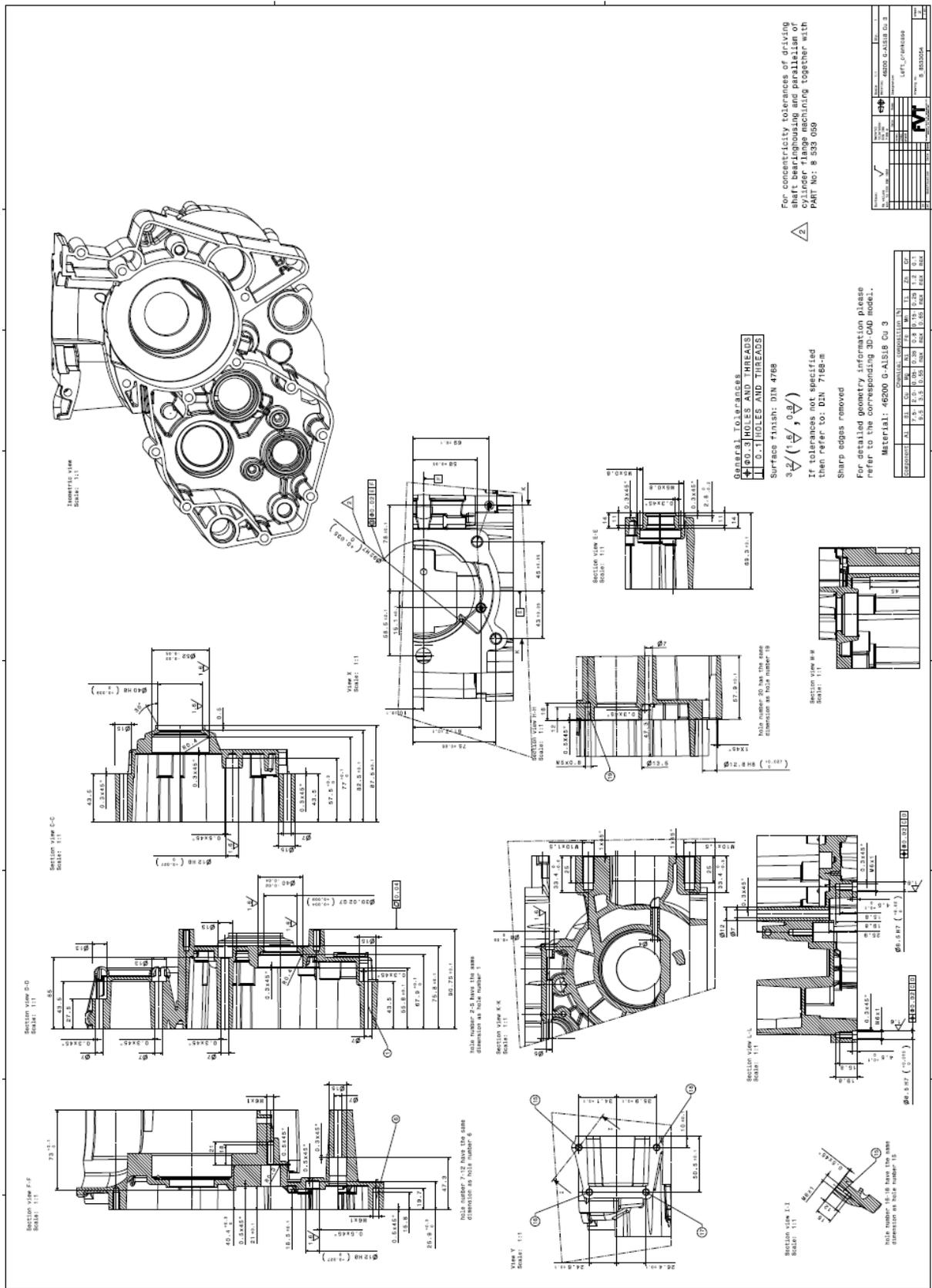


Abbildung 6.19: Fertigungszeichnung; Kurbelgehäuse links, 2

7 Verzeichnisse

7.1 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1: Eckdaten des Referenzmotors	10
Tabelle 1.2: Anforderungen an den neuen Motor	11
Tabelle 2.1: Formelzeichen des einfachen Kurbeltriebs	19
Tabelle 2.2: Formelzeichen zur Übersetzung.....	29
Tabelle 2.3: Formelwerk zur Auslegung von geradverzahnten Stirnrädern [9].....	32
Tabelle 2.4: Beschreibung der Bezugsprofile DIN 3972 [5]	34
Tabelle 2.5: Werte für die statische Kennzahl f_S	35
Tabelle 2.6: Reibungsbeiwert μ für verschiedene Wälzlager.....	36
Tabelle 4.1: Beschreibung der wichtigsten Elemente im Skelett.....	43
Tabelle 4.2: Daten der Hauptlager	46
Tabelle 4.3: Eckdaten zur Ausgleichswelle	53
Tabelle 4.4: Daten zur Ausgleichswelle.....	54
Tabelle 4.5: Lager der Ausgleichswelle	60
Tabelle 4.6: Antriebsmoment und Antriebsleistung der Ausgleichswelle.....	61
Tabelle 4.7: Werkstoffdaten (Auszug) [12]	63
Tabelle 4.8: Daten zum statischen Festigkeitsnachweis	64
Tabelle 4.9: Daten zum dynamischen Festigkeitsnachweis	65
Tabelle 4.10: Geometrie des Primärtriebs.....	67
Tabelle 4.11: Festigkeitsnachweis zum Ritzel	69
Tabelle 4.12: Bauteile des Starterantriebs.....	71
Tabelle 4.13: Übersetzungsverhältnisse des Getriebes	74
Tabelle 4.14: Geometriedaten des Schaltmechanismus	81
Tabelle 4.15: Gaswechselkanäle	88

7.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: koaxiales Konzept [1]	10
Abbildung 1.2: konventionelles Konzept [1]	10
Abbildung 1.3: Direkte Einspritzung [2].....	12
Abbildung 1.4: Geschichtete Einspritzung [2].....	12
Abbildung 2.1:Teilaufgaben der Ingenieursarbeit (grau) im Produktlebenszyklus [5].....	14
Abbildung 2.2: Phasen der Konstruktionsarbeit [5].....	16
Abbildung 2.3: Skizze des einfachen Kurbeltriebs	19
Abbildung 2.4: Relativer Fehler in Abhängigkeit vom Schubstangenverhältnis.....	20
Abbildung 2.5: Skizze des geschränkten Kurbeltriebs.....	22
Abbildung 2.6: Teilweiser Massenausgleich durch Gegengewichte an der Kurbelwelle	25
Abbildung 2.7: Massenausgleich durch eine Ausgleichswelle	27
Abbildung 2.8: Bezugsprofil der Evolventenverzahnung nach DIN 867 [5].....	33
Abbildung 2.9: Bezugsprofil des Werkzeugs nach DIN 3972 für Verzahnung nach DIN 876 [5]	33
Abbildung 3.1: Gehäuseverschraubung, Beispiel	40
Abbildung 4.1: Skelett.....	42
Abbildung 4.2: Skelett im Motorradrahmen	44
Abbildung 4.3: Kurbelwelle des Referenzmotors	45
Abbildung 4.4: Abgeänderte Kurbelwelle	45
Abbildung 4.5: Pleuel.....	47
Abbildung 4.6: Kolben des Referenzmotors	48
Abbildung 4.7: angepasster Kolben des Referenzmotors	48
Abbildung 4.8: neu konstruierter Kolben.....	48
Abbildung 4.9: Kolbenbaugruppe	49
Abbildung 4.10: Konzentrische Anordnung der Ausgleichsgewichte zur Kurbelwelle	50
Abbildung 4.11: Anordnung einer Ausgleichswelle	51
Abbildung 4.12: Baugruppe der Ausgleichswelle.....	52
Abbildung 4.13: Kurbeltrieb mit Ausgleichswelle	53
Abbildung 4.14: Kraftellipsen.....	55
Abbildung 4.15: Momente um die Drehachse der Kurbelwelle ($p_e = 8\text{bar}$; $n = 8000\text{min}^{-1}$)	56

Abbildung 4.16: Betrag des Gesamtmomentes in Abhängigkeit der Ausgleichswellenposition bei $p_e = 8\text{bar}$; $n = 8000\text{min}^{-1}$	57
Abbildung 4.17: Skizze zur Lagerkraftberechnung der Ausgleichswelle.....	58
Abbildung 4.18: Lager1 der Ausgleichswelle.....	60
Abbildung 4.19: Lager2 der Ausgleichswelle.....	60
Abbildung 4.20: Geometrie zur Wellenberechnung.....	62
Abbildung 4.21: Biegemomentverlauf	63
Abbildung 4.22: Biegespannungsverlauf	63
Abbildung 4.23: Ritzel der Ausgleichswelle.....	66
Abbildung 4.24: Primärtrieb	66
Abbildung 4.25: Zusammenbau, Ritzel des Primärtriebs	68
Abbildung 4.26: Ursprüngliches Rad des Primärtriebs.....	69
Abbildung 4.27: Abgeändertes Rad des Primärtriebs	69
Abbildung 4.28: Ursprüngliche Anordnung des Starterantriebes	70
Abbildung 4.29: An den neuen Motor angepasster Starterantrieb	71
Abbildung 4.30: Rotor, Stator, Pick- up- Sensor	72
Abbildung 4.31: Ursprüngliche Getriebewellen	73
Abbildung 4.32: Angepasste Getriebewellen.....	74
Abbildung 4.33: Kupplung mit Betätigung.....	76
Abbildung 4.34: Bestehender Kupplungsaktuator	77
Abbildung 4.35: Neuer Kupplungsaktuator	77
Abbildung 4.36: Ursprünglicher Schaltmechanismus.....	78
Abbildung 4.37: Vorgabe des Auftraggebers für den Schalthebel.....	79
Abbildung 4.38: Skizze zur geometrischen Beziehung der Schaltung	80
Abbildung 4.39: Ursprüngliche Schaltwalze	82
Abbildung 4.40: Geänderte Schaltwalze	82
Abbildung 4.41: Ursprüngliche Schaltgabel 1.-4.Gang	82
Abbildung 4.42: Geänderte Schaltgabel 1.-4.Gang.....	82
Abbildung 4.43: Ursprüngliche Schaltgabel 2.-3.Gang	83
Abbildung 4.44: Geänderte Schaltgabel 2.-3.Gang.....	83
Abbildung 4.45: Ursprüngliche Schaltgabel 4.-5.Gang	83
Abbildung 4.46: Geänderte Schaltgabel 4.-5.Gang.....	83
Abbildung 4.47: Ursprüngliche Schaltwelle	84
Abbildung 4.48: Geänderte Schaltwelle.....	84

Abbildung 4.49: Ursprüngliche Platte am Sperrmechanismus	84
Abbildung 4.50: Geänderte Platte am Sperrmechanismus	84
Abbildung 4.51: Ursprüngliche Klinke und Klinkenfeder	85
Abbildung 4.52: Gespiegelte Klinke und Klinkenfeder	85
Abbildung 4.53: Geänderter Schaltmechanismus	85
Abbildung 4.54: Zylinder	87
Abbildung 4.55: Gussformen für den Zylinder	87
Abbildung 4.56: Gaswechselkanäle	88
Abbildung 4.57: Wassermantel	88
Abbildung 4.58: Auslasssteuerung	89
Abbildung 4.59: Zylinderbaugruppe im Schnitt	90
Abbildung 4.60: Zylinderkopf (oben)	91
Abbildung 4.61: Zylinderkopf (Brennraum)	91
Abbildung 4.62: Gussformen und Auszugsrichtungen des rechten Kurbelgehäuses	93
Abbildung 4.63: Rechtes Kurbelgehäuse als Gussrohteil	94
Abbildung 4.64: Rechtes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Innenseite	95
Abbildung 4.65: Rechtes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Außenseite	95
Abbildung 4.66: Linkes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Innenseite	96
Abbildung 4.67: Linkes Kurbelgehäuse, bearbeitet, Außenseite	96
Abbildung 4.68: Zylinderwinkel, Membranwinkel	97
Abbildung 4.69: Einlasskanal des Frästeils für den Motorprüfstand	98
Abbildung 4.70: Einlasskanal des neuen Kurbelgehäuses	98
Abbildung 4.71: Kurbelkammer mit Übergang zu den Überströmkanälen	98
Abbildung 4.72: Abstand: Kurbelwange zu Kurbelkammer	99
Abbildung 4.73: Schmierbohrung Hauptlager	99
Abbildung 4.74: Schmierung des Pleuellagers	99
Abbildung 4.75: Motoraufhängungspunkte	100
Abbildung 4.76: Wasserkanal	101
Abbildung 4.77: Verschraubung und Passhülsen	102
Abbildung 4.78: Rechter Kurbelgehäusedeckel	103
Abbildung 4.79: Ursprüngliches Wasserpumpenrad	104
Abbildung 4.80: Gespiegeltes Wasserpumpenrad	104
Abbildung 4.81: Wasserpumpendeckel außen	105
Abbildung 4.82: Wasserpumpendeckel innen	105

Abbildung 4.83: Kupplungsdeckel außen	105
Abbildung 4.84: Kupplungsdeckel innen	105
Abbildung 4.85: Linker Kurbelgehäusedeckel außen	106
Abbildung 4.86: Rechter Kurbelgehäusedeckel innen	106
Abbildung 4.87: Getriebebeschmierung, Versorgung der Eingangs- und Ausgangswelle.....	107
Abbildung 4.88: Schmierung der Getrieberäder	108
Abbildung 4.89: Öleintritt in die Eingangswelle	109
Abbildung 4.90: Schmierung im Gehäuse	110
Abbildung 4.91: Schmierung der Wellen.....	110
Abbildung 4.92: Getriebeölvolumen, 0,6 Liter	111
Abbildung 5.1: Gesamtmotor, links	112
Abbildung 5.2: Gesamtmotor, rechts	113
Abbildung 5.3: Gesamtmotor, isometrische Ansicht	114
Abbildung 6.1: Fertigungszeichnung, Pleuel	117
Abbildung 6.2: Fertigungszeichnung, Kurbelwelle links.....	118
Abbildung 6.3: Fertigungszeichnung, Kurbelwelle rechts.....	119
Abbildung 6.4: Fertigungszeichnung, Kolben	120
Abbildung 6.5: Fertigungszeichnung, Ausgleichswelle.....	121
Abbildung 6.6: Fertigungszeichnung, Ausgleichsgewicht.....	122
Abbildung 6.7: Fertigungszeichnung; Antriebsrad der Ausgleichswelle.....	123
Abbildung 6.8: Fertigungszeichnung; Primärritzel	124
Abbildung 6.9: Fertigungszeichnung; Primärrad	125
Abbildung 6.10: Fertigungszeichnung; Kupplungsaktuator	126
Abbildung 6.11: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 1.-4.Gang	127
Abbildung 6.12: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 2.-3.Gang	128
Abbildung 6.13: Fertigungszeichnung; Schaltgabel 5.-6.Gang	129
Abbildung 6.14: Fertigungszeichnung; Zylinder	130
Abbildung 6.15: Fertigungszeichnung; Zylinderkopf	131
Abbildung 6.16: Fertigungszeichnung; Kurbelgehäuse rechts, 1	132
Abbildung 6.17: Fertigungszeichnung; Kurbelgehäuse rechts, 2	133
Abbildung 6.18: Fertigungszeichnung; Kurbelgehäuse links, 1	134
Abbildung 6.19: Fertigungszeichnung; Kurbelgehäuse links, 2	135

7.3 Literaturverzeichnis

- [1] F. Winkler et al., Konzeptausarbeitung, Graz, 2010.
- [2] S. Krimplstätter, Motor- und Rollenprüfstandsentwicklung eines Hochleistungs-Zweitaktmotors mit Niederdruckdirekteinspritzung für die Erfüllung der EURO IV Abgasgesetzgebung, Diplomarbeit, TU-Graz, 2011.
- [3] C. L. Raia, Motorkonzept – Untersuchung und Auslegung eines 2T-DI Hochleistungsmotors mit Niederdruckeinspritzung, Diplomarbeit, TU-Graz, 2011.
- [4] A. Abis, Simulatorische Unterstützung bei der Auslegung eines Zweitakt Hochleistungsmotors mit Niederdruckdirekteinspritzung, Diplomarbeit, TU-Graz, 2011.
- [5] G. Niemann, H. Winter und B.-R. Höhn, Maschinenelemente, Bd. 1, München, 2005.
- [6] V. Küntscher, Kraftfahrzeug- Motoren, W. Hoffmann, Hrsg., Hohen Neuendorf (bei Berlin), 2006.
- [7] H. Eichlseder, Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum, TU-Graz, 2008.
- [8] F. Laimböck, Die Konstruktion der schnellaufenden Verbrennungskraftmaschine, Vorlesungsskriptum, TU-Graz, 1995.
- [9] Köhler/Rögnitz, Arbeitsblätter Maschinenteile Teil 2, Stuttgart, 1992.
- [10] FAG Kugelfischer AG, FAG Wälzlager, Schweinfurt, 1999.
- [11] D. Muhs et al., Hrsg., Roloff/Matek Maschinenelemente, Wiesbaden, 2003.
- [12] D. Muhs et al., Hrsg., Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellen, Wiesbaden, 2003.
- [13] J. Pokorny, Hrsg., Köhler/Rögnitz, Maschinenteile Teil 2, Stuttgart, 1992.
- [14] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hrsg., Dubbel, Magdeburg, 2007.
- [15] E. Köhler, Verbrennungsmotoren, Heilbronn, 2002.