

Diplomarbeit

Entwicklung einer Kupplung für einen leistungsgesteigerten Motor M541

eingereicht an der
Fakultät Kraftfahrzeugtechnik der
Westsächsischen Hochschule Zwickau
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieurs (FH)

vorgelegt von: cand. Ing. **B l a s c h k e , S i m o n** geb. am: 25.06.1998

Studiengang Kraftfahrzeugtechnik
Studienschwerpunkt Kraftfahrzeugmechatronik

Ausgegeben von:	Prof. Dr.-Ing. F.Forbrig
Erstbetreuer/Zweitbetreuer:	Prof. Dr.-Ing. F.Forbrig/Dr. L. Weissbach

Autorenreferat

In der Diplomarbeit wird eine Kupplung für einen leistungsgesteigerten Simson Motor M541 entwickelt. Zunächst werden in einer Literaturrecherche die wichtigsten technischen Grundlagen herausgearbeitet sowie aktuell technische Innovationen und künftige Entwicklungen dargelegt. Als Grundlage für die Entwicklung einer solchen Kupplung dient ein Gutachten, welches es ermöglicht die erhöhte Motorleistung in einem Kleinkrafttrad des Typ Simson S51, nach einer Abnahme des Technischen Überwachungsvereins, legal im Straßenverkehr zu bewegen. Die Lamellenkupplung wird dabei so ausgelegt, dass sie die gestiegene Leistung sicher übertragen kann. Ziel ist es den vorhandenen Bauraum optimal auszunutzen. Dafür wird zunächst das originale Motorgehäuse gescannt. Mit den gewonnenen Erkenntnissen werden zwei Kupplungsvarianten entworfen und nach VDI 2225 bewertet. Die gewählte Vorzugsvariante wird anschließend als 3D-CAD-Modell mit Catia V5 erstellt. Außerdem werden davon technische Zeichnungen angefertigt sowie die dazugehörigen Stücklisten und eine Montageanleitung erarbeitet. Abschließend wird die Lamellenkupplung nach den drei Grundprinzipien der Konstruktion einfach, eindeutig und sicher, strukturell überprüft.

Inhalt

I.	Verzeichnis der Bilder.....	I
II.	Verzeichnis der Tabellen.....	III
III.	Verzeichnis der Anlagen.....	IV
IV.	Kurzzeichenverzeichnis.....	V
1	Einleitung.....	1
1.1	Ziel der Arbeit	2
2	Situationsanalyse	3
2.1	Kupplungsarten	6
2.1.1	Einscheibentrockenkupplung	6
2.1.2	Zweischeiben-/ Mehrscheibenkupplung	8
2.1.3	Lamellenkupplung	9
2.1.4	Fliehkraftkupplung.....	10
2.2	Betätigungsarten	12
2.2.1	Mechanische Betätigung	13
2.2.2	Hydraulische Betätigung	14
2.2.3	Elektrische Betätigung	15
2.4	Materialien und Fertigungsverfahren	15
2.4.1	Organische Reibbeläge.....	16
2.4.2	Metallische Reibbeläge	17
2.4.3	Sintermetallbeläge	17
2.4.4	Alternative Reibbeläge	17
2.5	Technische Innovationen.....	18
2.5.1	Selbstnachstellende Kupplungssysteme.....	18
2.5.2	Automatikkupplung von Rekluse	19
2.6	Zukünftige Entwicklungen.....	21
3	Analyse des M541 Motors	26
3.1	Einordnung des M541 Motors.....	26
3.2	Gutachten für Leistungssteigerung.....	27
3.3	Der leistungsgesteigerte Motor.....	28
3.4	Wahl des Reibbelags.....	29
3.5	Anforderungen an die Kupplung	30
3.6	Bauteilscan mit GOM Atos Core.....	32

3.7	Bauraumanalyse.....	33
3.8	Ermittlung des Achsabstand der Kupplung.....	34
3.9	Ermittlung des Lüftwegs der Kupplung	35
4	Entwurfsrechnungen für die Konstruktion.....	36
4.1	Zusammenfassung der technischen Daten	36
4.2	Kontrolle des neuen Übersetzungsverhältnis	36
4.3	Festlegungen.....	36
4.3.1	Anwendungsfaktor K_A	36
4.3.2	Werkstoffe der Zahnräder	37
4.3.3	Verzahnungsqualität	37
4.3.4	Drehzahlen und Momente der Wellen.....	37
4.3.5	Wellendurchmesser	38
4.4	Entwurfsrechnung der Verzahnung	39
4.4.1	Modulentwurf.....	39
4.4.2	Nullachsabstand <i>ad</i>	39
4.4.3	Achsabstand <i>a</i>	39
4.4.4	Profilverschiebung.....	39
4.4.5	Geometrische Größen.....	40
4.4.6	Profilüberdeckung $\epsilon\alpha$	42
4.5	Entwurfsrechnung der Kupplung	42
4.5.1	Mittlerer Reibbelagdurchmesser <i>d</i>	42
4.5.2	Berechnung der Normalkraft <i>FN</i>	43
5	Konstruktion	44
5.1	Variantenentwurf 1	44
5.2	Variantenentwurf 2	45
5.3	Variantenbewertung nach VDI 2225.....	46
5.4	Anforderungsliste.....	48
5.5	Erstellung eines Datenmodells der Kupplung mit Catia V5	50
5.6	Ableitung der Zusammenbauzeichnungen und Stücklisten	50
6	Nachrechnung	51
6.1	Nachrechnung der Kräfte.....	51
6.2	Berechnung der Druckfedern.....	52
6.3	Berechnung der Reibgeschwindigkeit	53

7	Montageanleitung für den Zusammenbau der Kupplung.....	54
7.1	Betriebshinweise	60
8	Konstruktionskritik	61
9	Zusammenfassung.....	63
	Literaturverzeichnis	65

I. Verzeichnis der Bilder

Bild	Titel	Seite
1	Aufbau einer Einscheibentrockenkupplung	7
2	Aufbau einer Zweiseibentrockenkupplung	8
3	Aufbau einer Lamellenkupplung	9
4	Explosionszeichnung einer Radial-Fliehkraftkupplung	10
5	gedrückte und gezogene Betätigung einer Kupplung	12
6	Aufbau einer mechanischen Betätigungseinrichtung	13
7	Aufbau einer hydraulischen Betätigungseinrichtung	14
8	Eigenschaften von Reibpaarungen	16
9	Aufbau eines SAC-Systems	18
10	Funktionsweise einer Rekluse Automatikkupplung	20
11	Anzahl zugelassener PKW in Deutschland von 1960 bis 2023 in 1.000	21
12	Anteil ausgewählter Kraftstoffarten an den Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland von 2012 bis 2022	22
13	Anzahl der Krafträder in Deutschland von 2005 bis 2023 in Millionen	23
14	Anzahl der Neuzulassungen von Krafträdern nach Antriebsarten in Deutschland von 2012 bis 2022	23
15	Prognostizierter Absatz von Personenkraftwagen weltweit nach Antrieb von 2021 bis 2040	25
16	Leistungsdiagramm des originalen M541 Motors	26
17	Leistungsdiagramm des getunten M541 Motors	28
18	Fahrwiderstände einer Simson S51 Enduro	31
19	ausgebaute und gereinigte Gehäuseteile des M541 Motor	32
20	vorbereitete Gehäusehälfte und Scan mit Atos Core	33
21	maximaler Abstand der Gehäusebohrungen	34
22	Ermittlung des Lüftwegs der Kupplung eines M541 Motors	35
23	Entwurf Kupplungsvariante 1	44
24	Entwurf Kupplungsvariante 2	45
25	Montageschritt 1	55
26	Montageschritt 2	55
27	Montageschritt 3	55
28	Montageschritt 4	56

29	Montageschritt 5	56
30	Montageschritt 6	56
31	Montageschritt 7	57
32	Montageschritt 8	57
33	Montageschritt 9	57
34	Montageschritt 10	57
35	Montageschritt 11	58
36	Montageschritt 12	58
37	Montageschritt 13	58
38	Montageschritt 14	58
39	Montageschritt 15	59
40	Montageschritt 16	59
41	Montageschritt 17	59
42	Einstellung der Kupplung	60

II. Verzeichnis der Tabellen

Tabelle	Titel	Seite
1	Eigenschaften von Beral-Reibbelägen	29
2	Messreihe Lüftweg der Kupplung eines M541 Motor	35
3	Auswertung der Profilverschiebung	39
4	Variantenbewertung nach VDI 2225	46

III. Verzeichnis der Anlagen

Anlage	Titel
--------	-------

- | | |
|---|---|
| 1 | Zusammenbauzeichnung der Lamellenkupplung, 16 2351 02801 - 1000 (2) |
| 2 | Stückliste Lamellenkupplung, 16 2351 02801 - 1000 (St) |
| 3 | Zusammenbauzeichnung des Antriebsritzel, 16 2351 02801 - 2000 (3) |
| 4 | Stückliste Antriebsritzel, 16 2351 02801 - 2000 (St) |
| 5 | Bauteile der Kupplung als .CATPart |
| 6 | Zusammenbau der Lamellenkupplung als .CATProduct |
| 7 | Zusammenbau des Antriebsritzel als .CATProduct |
| 8 | Bauraumanalyse, Bauraum.CATProduct |

IV. Kurzzeichenverzeichnis

Kurzzeichen	Einheit	Bedeutung
a	mm	Achsabstand
A	m^2	Fläche
c_w	—	Strömungswiderstandskoeffizient
d	mm	Durchmesser
E	$\frac{N}{mm^2}$	Elastizitätsmodul
F	N	Kraft
g	$\frac{m}{s^2}$	Fallbeschleunigung
h_R	mm	Restnabendicke
i	—	Übersetzungsverhältnis
i	—	Anzahl
J	$kg * m^2$	Trägheitsmoment
k	—	Durchmesser Verhältnis
K_A	—	Anwendungsfaktor
L	mm	Länge
m	kg	Masse
m	mm	Modul
M	Nm	Drehmoment
M_t	Nm	Torsionsmoment
n	$\frac{1}{min}$	Drehzahl
p	mm	Teilung
p	$\frac{N}{mm^2}$	Flächenpressung
P	W	Leistung
r	mm	Radius

R	$\frac{N}{mm}$	Federsteifigkeit
R_e	$\frac{N}{mm^2}$	Streckgrenze
R_m	$\frac{N}{mm^2}$	Zugfestigkeit
s	mm	Weg
s_t	mm	Zahndicke im Teilkreis
S	—	Sicherheit
t	s	Zeit
v	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit
z	—	Zähnezahl
α	$^\circ$	Winkel
β	$^\circ$	Schrägungswinkel
ε_α	—	Profilüberdeckung
η	—	Wirkungsgrad
μ	—	Reibungskoeffizient
ρ	—	Dichte
$\sigma_{F\ lim}$	$\frac{N}{mm^2}$	Dauerfestigkeit
$\sigma_{H\ lim}$	$\frac{N}{mm^2}$	Grübchen-Dauerfestigkeit
τ_{tw}	$\frac{N}{mm^2}$	Torsionswechselfestigkeit
τ_{tw}	$\frac{N}{mm^2}$	zul. Torsionsspannung
ω	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit

Vorwort

Ich bedanke mich für die Übernahme der Betreuung meiner Diplomarbeit an der Westsächsischen Hochschule in Zwickau bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Frank Forbrig und Herrn Dr. Lutz Weißbach.

Herrn Dipl.-Ing. Detlef Neumann möchte ich besonderen Dank für die Unterstützung bei dem Scan des Motorgehäuses und für die konstruktiven Hinweise aussprechen.

Ich möchte meinem Zweitbetreuer, Herrn Dr. Lutz Weißbach, für seine fachliche Unterstützung bei der Konstruktion mit Catia V5 danken.

Nicht zuletzt danke ich all meinen Familienmitgliedern, die mich während meines Studiums unterstützt und motiviert haben. Welche mir vor allem in den letzten sechzehn Wochen bei der Erstellung dieser Diplomarbeit ausreichend Freiraum verschafft und den Weg zum Abschluss geebnet haben.

1 Einleitung

Im Jahr 1979 wurde der erste M541 Motor in einem Kleinkrafttrad der Marke Simson verbaut. Entwickelt wurde der Zweitakt-Verbrennungsmotor vom volkseigenen Betrieb Fahrzeug- und Jagdwaffenwerk „Ernst Thälmann“ [1]. Die Fertigungsstätte befand sich in Suhl. Nach zwölf Jahren Bauzeit kam die Produktion im Dezember 1991 zum Erliegen [2]. Gründe dafür waren mangelnde Nachfrage der Simson-Modelle im Inland und der Einbruch des Exportgeschäfts nach der Wiedervereinigung. 30 Jahre nach Baubeginn nahm die Firma MZA Meyer-Zweiradtechnik Ahnatal GmbH die Produktion des M541 Motor 2009 neu auf.

Die Preisentwicklung der Zweiräder zeigt deutlich die große Nachfrage der DDR-Zweiräder [3]. So waren die Eigentümer in den 90er Jahren froh, wenn sie etwas Geld beim Verkauf eines Simson-Mopeds bekommen haben. Anfang der 2000er stieg die Nachfrage leicht, da Liebhaber die Vorteile wieder zu schätzen wussten. Mit der Einführung der Führerscheinklasse AM 15 als Pilotprojekt in den Bundesländern Sachsen, Sachsen-Anhalt, Thüringen, Brandenburg und Mecklenburg-Vorpommern am 1.Mai.2013 [4] erlangten die Simson-Modelle wieder große Beliebtheit. So stiegen die Preise von wenigen hundert Euro 2012 für eine fahrbereite Simson S51, bis heute auf mindestens 1.500 Euro für eine Simson S51 in einen verkehrssicheren Zustand an. Restaurierte Modelle oder originale Fahrzeuge in einem sehr guten Zustand beginnen bei einem Verkaufspreis von 3.000 Euro.

Die einfache und robuste Bauweise der Kleinkraftträder mit dem durchdachten und leistungsfähigen M541 Motor ermöglicht vielen Fahranfängern bereits mit 15 Jahren die eigene Mobilität. Der überschaubare Teileaufwand bei einer Instandsetzung und die Möglichkeit bei kleinen Defekten die Fehlerursache selbst zu beheben, machen die jungen Fahrer sehr stolz. Andere treibt der Erhalt der Fahrzeuge im originalen Zustand an, vor allem wenn die Fahrzeuge noch aus familiärem Erstbesitz stammen. Dafür ist die Ersatzteilversorgung komplett gesichert. Große Firmen wie MZA oder FEZ Fahrzeugteile GmbH versorgen die Kundschaft mit allen Ersatzteilen für die Simson-Modelle und deren Motoren.

Außerdem haben die Modelle eine zulässige Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h. Im Gegensatz zu neuen Kleinkraftträdern mit einer zulässigen Höchstgeschwindigkeit von 45 km/h ist das ein deutlicher Vorteil.

Wem das noch nicht genug ist, dem bietet die Firma Racepowertuning ein offizielles Gutachten in Zusammenarbeit mit den Technischen Überwachungsverein an, um die Simson S51-Modelle mit einer Leistungssteigerung offiziell im Straßenverkehr bewegen zu dürfen [5]. So ergibt sich die Möglichkeit, mit 16 Jahren legal auf einer Simson S51 bis zu 90 km/h schnell unterwegs zu sein, wenn die Führerscheinklasse A1 erworben wurde.

1.1 Ziel der Arbeit

In dieser Diplomarbeit wird eine Kupplung für den M541 Motor konstruiert, welche die gestiegene Leistung sicher übertragen kann. Zunächst wird in der Literaturrecherche der aktuelle Stand der Technik dargelegt und ein Ausblick in zukünftige Entwicklungen gegeben. In Vorbereitung auf die Konstruktion wird das originale Motorgehäuse gescannt, um den vorhandenen Bauraum später optimal ausnutzen zu können. Die Bauraumanalyse dient zur Überprüfung, ob die finale Konstruktion auch in das Gehäuse passt. Mit den Erkenntnissen aus der Situationsanalyse werden dann mögliche Kupplungsvarianten entworfen, welche den Bedingungen der Anforderungsliste entsprechen. Nach der Bewertung wird die Vorzugsvariante mit Catia V5 als 3D-CAD-Modell erstellt. Außerdem werden davon technische Zeichnungen angefertigt sowie die dazugehörigen Stücklisten und eine Montageanleitung erarbeitet. Abschließend wird die Lamellenkupplung nach den drei Grundprinzipien der Konstruktion einfach, eindeutig und sicher, strukturell überprüft.

2 Situationsanalyse

Der Verbrennungsmotor ist als „Energielieferant“ auch heute noch nicht aus dem Kraftfahrzeug wegzudenken. Um die abgegebene Leistung des Motors optimal nutzen zu können, muss jedoch ein Getriebe verwendet werden, welches für die Wandlung zwischen Drehmoment und Drehzahl verantwortlich ist. Der damit verbundene Gangwechsel und das Anfahren verlangen nach einer speziellen Baugruppe, der Kupplung. Deren wesentliche Aufgabe besteht darin, zwei oder mehrere Bauteile zu verbinden. Sie verknüpft oder trennt Antrieb und Abtrieb einer Maschine und leitet somit ein zugeführtes Drehmoment weiter. Das Drehmoment kann zum einen über die äußere Form der verbundenen Bauteile oder über eine reibschlüssige Verbindung übertragen werden. Bei Kraftfahrzeugen mit einer reibschlüssigen Kupplung ist es möglich, auch bei einer Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtrieb das Schalten zu realisieren. Es herrscht dabei ein Gleichgewicht zwischen dem Moment des Antriebes und des Abtriebes.

$$M_{an} = M_{ab} \quad (1)$$

Da das Schalten auch bei Drehzahldifferenz ermöglicht wird, gilt weiterhin:

$$\begin{aligned} M * n_{an} &= M * (n_{ab} + \Delta n) \\ \Delta n &= n_{an} - n_{ab} \end{aligned} \quad (2)$$

Anders als bei Getrieben ist die übertragene Leistung nicht konstant. Erst wenn die Drehzahldifferenz Δn zwischen Antrieb und Abtrieb den Wert Null annimmt, ist eine verlustfreie Übertragung möglich. Die Verlustleistung der Kupplung während der Rutschphase ergibt sich aus:

$$P_v = M * \Delta n * 2\pi \quad (3)$$

Diese Leistung gilt es möglichst gering zu halten, da dabei Wärme entsteht, die sich nicht nutzen lässt und abgeführt werden muss. Nach der Art, wie sich ein Drehmoment beim Schalten aufbaut, lässt sich auch die Qualität des Schaltvorganges bewerten. Von einem „weichen“ Schalten wird gesprochen, wenn sich der Übergang

des Drehmomentes mäßig gestaltet. Dies ist bei hydraulisch betätigten Kupplungen der Fall. Im Gegensatz dazu gibt es die federbelasteten und elektromagnetischen Bremsen, bei denen das Drehmoment während des Kuppelvorganges abrupt übergeht. Dabei wird von einem „harten“ Schalten gesprochen [6] S. 3.

Die verschiedenen Belastungen einer Kupplung zu kennen, ist für deren Auslegung wettbewerbsentscheidend. So erzeugt beispielsweise ein Dieselmotor im Leerlauf hohe Drehschwingungen, welche sich negativ auf die Kupplung auswirken können. Weitere Anforderungen an eine Kupplung sind unter anderem [6] S. 65:

- das Antriebssystem in einem Blockschaltbild darzustellen (Drehmomente, Drehzahlen, Massen)
- das Schaltverhalten zu definieren (Drehmoment-Zeit-Verhalten, Schalthäufigkeit)
- die Lebensdauer (Anzahl der Schaltungen insgesamt/ Jahr/ Stunde)
- eventuell notwendige Fremdenergie zuzuführen (Drucköl, Druckluft, Elektromagnet)
- Umgebungseinflüsse definieren (Nassraum/ Öl, Trockenraum, Temperaturhöhe/ -schwankungen, Staub, Wasser, Dämpfe, Strahlungen)
- Abnahme- und Sicherheitsbestimmungen (spezielle Vorschriften, Arbeitsschutz)

Auch die Schaltzeit einer Kupplung ist eine wichtige Variable. Sie sollte so klein wie möglich gehalten werden, um geringe Zugkraftunterbrechungen zu erhalten. Sie ist abhängig vom Trägheitsmoment der Kupplung (J_S), der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Antrieb und Abtrieb ($\omega_1 - \omega_0$), dem wirksamen Drehmoment ($M_K - M_L$) und dem Einschaltverhalten der Kupplung (t_{12}) [6] S. 74.

$$t_3 = \frac{J_S * (\omega_1 - \omega_0)}{M_K - M_L} + \frac{t_{12}}{2} * \frac{M_K}{M_K - M_L} \quad (4)$$

Eine kraftschlüssige Kupplung erfüllt vier wesentliche Hauptaufgaben [7] S. 9:

- das vollständige Trennen von Motor und Getriebe beim Anfahren und Gangwechsel
- das Übertragen des Motordrehmomentes an das Getriebe
- den Schutz von Motor- und Kraftübertragungsteilen vor Schwingungen
- den Schutz des Getriebes vor Überlast

Diese Aufgaben limitieren auch die Lebensdauer einer Kupplung. Als weiterer Faktor fließt beispielsweise auch die Abnutzung der Reibflächen mit ein. Das führt zu einer erhöhten Wärmeaufnahme und somit zu einer Temperaturerhöhung. Diese muss in geeignetem Maße abgeführt werden. Bei nasslaufenden Kupplungen gelingt das durch Nuten auf der Oberfläche der Reibbelege, die von Öl durchflossen werden. Bei hydraulisch oder pneumatisch betätigten Kupplungen sind meist die Dichtungen aufgrund von Materialermüdung ursächlich für die begrenzte Lebensdauer.

Im Leerlauf sollten die Reibflächen zwischen An- und Abtrieb entweder vollständig angelegt oder voneinander getrennt sein. In jedem Fall ist ein kleines „Lüftspiel“ notwendig, um ein freies Rotieren zu gewährleisten. Dieses ist in der Praxis bei nasslaufenden Kupplungen jedoch nicht immer vorhanden. Dadurch kann ein Leerlaufdrehmoment entstehen, welches zu beachten ist. Wird im Betrieb das übertragbare Drehmoment überschritten, werden andere Bauteile, wie das Getriebe geschützt. Denn folglich ist es einfacher und kostengünstiger die Kupplung zu erneuern, als ein Getriebe zu ersetzen.

2.1 Kupplungsarten

Für den Straßenfahrer oder den Geländefahrer ist die Kupplung eine der entscheidenden Komponenten, die einen erheblichen Einfluss auf Fahrbarkeit und Traktion haben. Die Kupplung ist für die Kraftübertragung von der Kurbelwelle auf den Achsantrieb verantwortlich. Kleinkrafträder, Motorräder und Geländeenduros werden mit Schaltgetrieben angeboten und nutzen Trocken- oder Nasskupplungen.

2.1.1 Einscheibentrockenkupplung

Die Einscheibentrockenkupplung ist die am häufigsten verbaute Kupplungsart in einem handgeschalteten Kraftfahrzeug. Sie setzt sich zusammen aus einer Schwungscheibe, die formschlüssig mit der Kurbelwelle des Motors verbunden ist, einer Kupplungsscheibe, einem Druckautomaten sowie einem Ausrücker.

Die Schwungscheibe dreht sich mit der Drehgeschwindigkeit des Motors mit und überträgt das generierte Drehmoment über die Kupplungsscheibe an das Getriebe. Die Kupplungsscheibe ist dafür kraftschlüssig mit der Schwungscheibe verbunden. Sie wird vom Druckautomaten mit dem entsprechenden Anpressdruck an die Schwungscheibe gedrückt, sodass die Kupplung dabei nicht rutschen kann und sich im eingekuppelten Zustand stets mit derselben Drehgeschwindigkeit der Schwungscheibe beziehungsweise des Motors mit dreht.

Soll diese kraftschlüssige Verbindung unterbrochen werden, drückt der Ausrücker auf die Membranfeder des Druckautomaten und der Kontakt zwischen Kupplungsscheibe und Schwungscheibe löst sich. Die Betätigung des Ausrückers kann hydraulisch oder mechanisch über einen Seilzug erfolgen. Dies geschieht in gezogener oder gedrückter Form.

Um ein sanfteres Anfahren zu gewährleisten und Drehschwingungen zum Schutz des Getriebes auszugleichen, gibt es torsionsgefederte Kupplungsscheiben, welche Drehschwingungsfedern im Inneren der Scheibe besitzen. Durch diese Drehschwingungsfedern ist die Kupplungsscheibe in der Lage, sich minimal gegen die Drehrichtung der Schwungscheibe zu verdrehen, was wiederum Drehungleichförmigkeiten ausgleicht [8] S. 398.

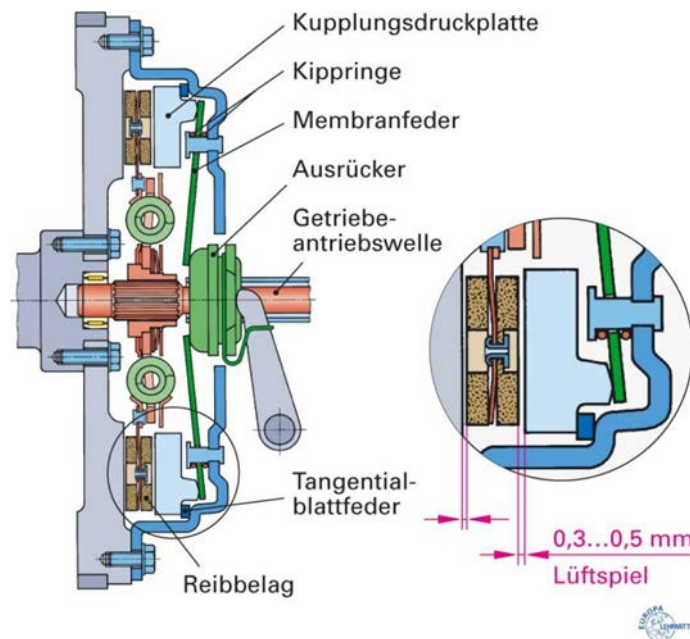


Bild 1: Aufbau einer Einscheibentrockenkupplung [8] S. 398

2.1.2 Zweiseiben-/ Mehrscheibenkupplung

Ist der Motor in der Lage, ein höheres Drehmoment zu generieren als sich mit einer Kupplungsscheibe übertragen lässt, muss eine Zwei-/ oder Mehrscheibenkupplung verbaut werden. Bei einer Zweiseibenkupplung werden zwei Kupplungsscheiben verbaut, die von einer Zwischenkupplungsscheibe getrennt werden. Dadurch bietet diese Art der Kupplung vier Kontaktflächen anstatt nur zwei, wie es bei einer Einscheibenkupplung der Fall ist.

Aufgrund der erhöhten Anzahl an Kontaktflächen kann die Zwei-/ oder Mehrscheibenkupplung kleiner gebaut werden, womit sich der Durchmesser verringert und die Rotationsmasse reduziert werden kann.

Bis auf die Anzahl der Kupplungsscheiben sind der Aufbau und die Steuerung der Kupplung ähnlich einer Einscheibenkupplung. Auch hier trennt ein Ausrücker über die Membranfedern des Druckautomaten die kraftschlüssige Verbindung zwischen Schwungscheibe und Kupplungsscheiben [8] S. 424.

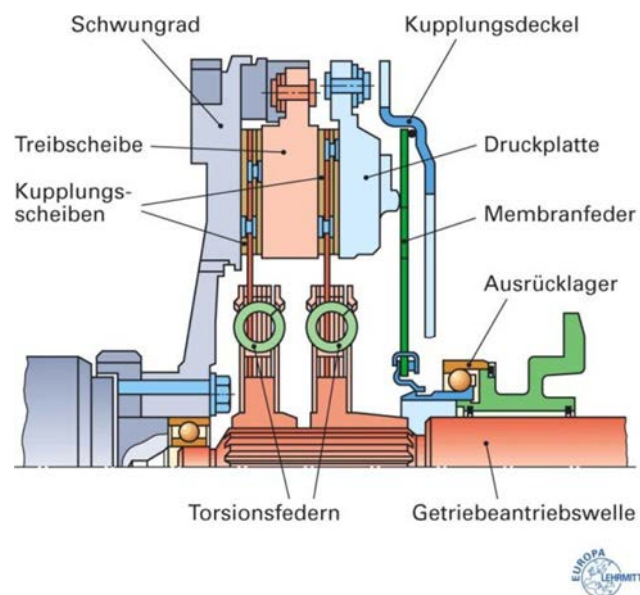


Bild 2: Aufbau einer Zweiseibenkupplung [11] S. 424

2.1.3 Lamellenkupplung

Eine Lamellenkupplung findet hauptsächlich in Krafträdern und automatischen Getrieben seine Anwendung. Sie besteht aus einem Kupplungspaket, in dem abwechselnd Reib- und Stahllamellen angeordnet sind. Die außenverzahnten Reiblamellen greifen durch die vorgesehenen Nuten in den Kupplungskorb ein. Dieser ist über eine Verzahnung oder eine Antriebskette mit dem Kurbeltrieb des Motors verbunden. Um die Getriebeeingangswelle anzutreiben, sind am Umfang der Nabe, welche form-schlüssig auf der Welle sitzt, die Stahllamellen verteilt. Das wird meist über eine Innenverzahnung gelöst. Um den Kraftfluss zwischen An- und Abtrieb trennen zu können, braucht es noch eine Druckplatte, wie sie auch bei den Scheibenkupplungen verwendet wird. Durch den Druckbolzen und das Druckstück kann die vorgespannte Druckfeder entlastet und somit ein Auskuppeln ermöglicht werden. Diese kann als Schrauben- oder Membranfeder ausgeführt werden. Im eingekuppelten Zustand wird das vom Motor generierte Drehmoment von den treibenden Reiblamellen kraft-schlüssig auf die getriebenen Stahllamellen übertragen. Dafür sorgt die bereits erwähnte Druckplatte über die vorgespannten Federn. Über die Nabe kann das Moment letztendlich in das Getriebe eingeleitet werden. Lamellenkupplungen sind typischerweise Nasskupplungen [8] S. 406.

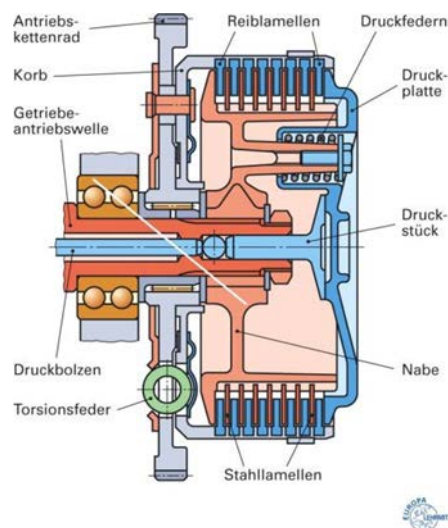


Bild 3: Aufbau einer Lamellenkupplung [8] S. 406

2.1.4 Fliehkraftkupplung

Die Fliehkraftkupplung wird in die Gruppe der Reibungskupplungen eingeordnet. Dabei lassen sich zwei Bauformen unterscheiden. Das ist zum einen die tangentielle Bauform, bei der die Klappen mit den Reibbelägen in der Nähe des Reibumfanges verbaut werden. Zum anderen die radiale Bauform, bei der Schieber mit Reibbelägen zum Einsatz kommen [9] S. 2.

In ihrer Funktionsweise ähneln sich beide Arten sehr stark. Der Kraftschluss wird mit Hilfe von beweglichen Klappen oder Schiebern (2), welche auch als Fliehgewichte dienen und auf denen Reibbeläge (5) montiert sind, hergestellt. Dabei liegt an der Nabe (1) die Motordrehzahl an. Bei einer bestimmten Drehzahl werden die Klappen um den Drehpunkt oder die Schieber entlang des Zylinderstiftes durch die Fliehkraft nach außen gezogen und es wird ein Kontakt mit der Innenwand der Kupplungsglocke (6) hergestellt. Greift die Kupplung, gibt diese dann das Motordrehmoment, je nach Fahrzeugklasse, an das Getriebe oder an die Antriebswelle weiter. Bei der Leerlaufdrehzahl ist der Motor ausgekuppelt [10] S. 8,12. Maßgebend für die Einkuppeldrehzahl ist die Federkraft der Zugfeder (4). Je größer die Federkraft ist, desto höher ist die Einkuppeldrehzahl. Fällt die Drehzahl des Motors dann unterhalb der Einkuppeldrehzahl, fungiert die Zugfeder als Rückholfeder und trennt den Kraftfluss wieder. Dazu ist seitens des Bedieners kein zusätzlicher Steuereingriff nötig. Als Grundlage der Auslegung der Federkraft wird der Drehmomentverlauf des Motors genutzt, um die richtige Einkuppeldrehzahl zu erhalten. Damit wird vermieden, dass die Kupplung zu früh greift und der Motor abgewürgt oder zu stark gebremst wird. Anderenfalls kann es sein, wenn die Kupplung zu spät greift, dass dadurch Verschleiß, hohe Temperaturen oder eine verzögerte Beschleunigung entstehen.

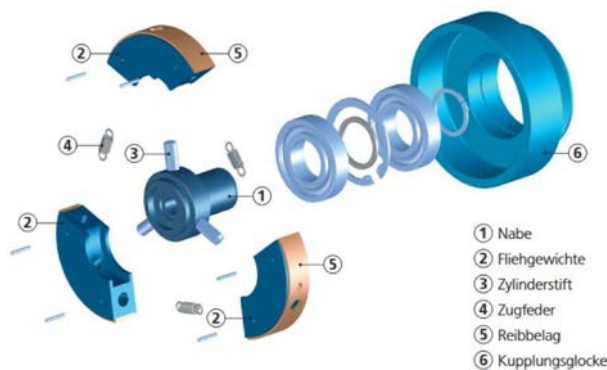


Bild 4: Explosionszeichnung einer Radial-Fliehkraftkupplung [10] S. 11

Der Vorteil der tangentialen Ausführung ist, dass sie auf einem einfachen und robusten Aufbau beruht. Jedoch kann die Kraftübertragung mit Hilfe von Reibbelägen auf nicht mehr als 50% der Fläche der Glockeninnenseite übertragen werden. Die Ursache dafür ist, dass die Reibbeläge nicht zu nahe an der Drehachse befestigt werden dürfen, um eine gleichmäßige Abnutzung zu gewährleisten.

Diesen Nachteil hat die radiale Ausführung nicht, da die Reibbeläge auf den Schiebern entlang der Zylinderstifte geführt werden und somit die Kupplungsglockeninnenfläche zu fast 100 % ausgenutzt werden kann. Damit die Schieber nicht verkannten, ist eine sehr präzise Ausführung in der Fertigung nötig. Dieser wichtige Aspekt hat jedoch zur Folge, dass die Herstellungskosten höher sind als bei der tangentialen Bauform.

Die Fliehkraftkupplungen werden zum Beispiel in folgenden Maschinen oder Bereichen eingesetzt: Baumaschinen, Kehrmaschinen, Mähmaschinen, Motorsägen, Freischneidern, Notstromaggregaten, Pumpenantrieben, Rasenmähern, Ventilatoren, Kart-Rennsport, Baumstumpffräsen, Abseilgeräte, RC-Modellautos [9] S. 4.

2.2 Betätigungsarten

Grundsätzlich lassen sich zwei Betätigungsarten unterscheiden. Zum einen die gedrückte Ausführung und zum anderen die gezogene Ausführung. Bezogen auf den Rest der Kupplung unterscheiden sich diese in der Bewegungsrichtung des Ausrückers. Ein gedrückter Ausrücker bewegt sich auf die Kupplung zu und eine gezogene Ausführung bewirkt eine Vergrößerung des Abstandes zwischen Ausrücker und Kupplung [11] S. 418.

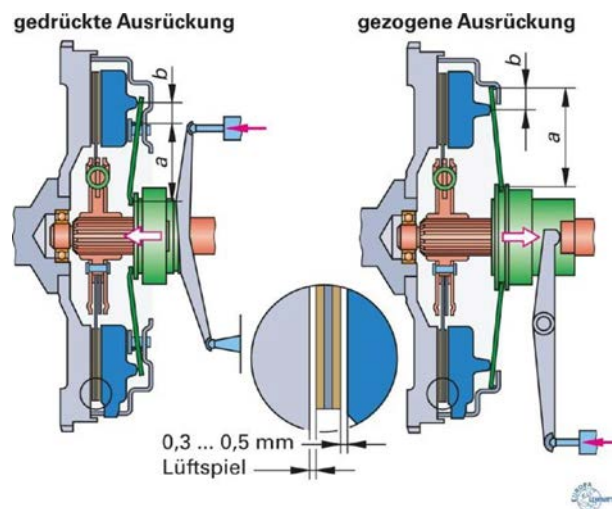


Bild 5: gedrückte und gezogene Betätigung einer Kupplung [11] S. 418

2.2.1 Mechanische Betätigung

Bei einer mechanischen Betätigungseinrichtung wird die zum Auskuppeln notwendige Kraft am Ausrückhebel vom Kupplungspedal in der Fahrgastzelle über ein Gestänge oder einen Seilzug übertragen. Bei jedem Kupplungsvorgang wird der Reibbelag minimal abgenutzt. Mit der Zeit nimmt auch das Spiel zwischen Ausrücker und Membranfeder oder der Schraubenfedern ab. Wenn kein Spiel mehr vorhanden ist, liegt der Ausrücker dementsprechend dauerhaft an der Feder an. Das führt zu einem Rutschen der Kupplung. Um dem entgegenzuwirken, gibt es für die Übertragungselemente, wie ein Gestänge oder Seilzug, eine Nachstellfunktion. Bei einem Seilzug kann dies zum Beispiel über eine Einstellmutter direkt am Ausrückhebel oder am Kupplungspedal selbst geschehen[11] S. 421.

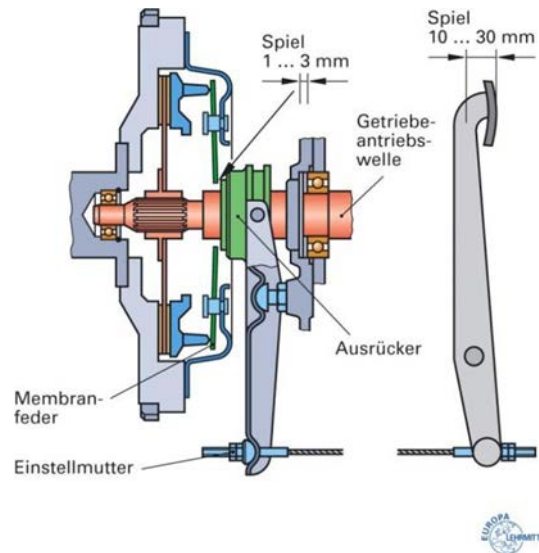


Bild 6: Aufbau einer mechanischen Betätigungseinrichtung [11] S. 421

2.2.2 Hydraulische Betätigung

Eine hydraulische Betätigung erzeugt die zum Ausrücken notwendigen Kräfte durch Druckunterschiede in einem Rohrleitungssystem. Eine solche Einrichtung benötigt des Weiteren einen Geber- und Nehmerzylinder, Schlauchleitungen und Hydraulikflüssigkeit mit Ausgleichsbehälter zum Nachfüllen. Der Ausgleichsbehälter sorgt für das automatische Nachstellen des Systems. Er lässt sich mit dem in Kraftfahrzeugen üblichen hydraulischen Bremssystem kombinieren. Die zahlreichen Vorteile, wie das geringe Gewicht, die flexible Verlegbarkeit, die Reduktion der Pedalkraft durch hydraulische Übersetzung und die nahezu verlustfreie Kraftübertragung, haben dazu geführt, dass diese Art der Betätigung heutzutage die vorrangige Variante in Kraftfahrzeugen ist [11] S. 421.

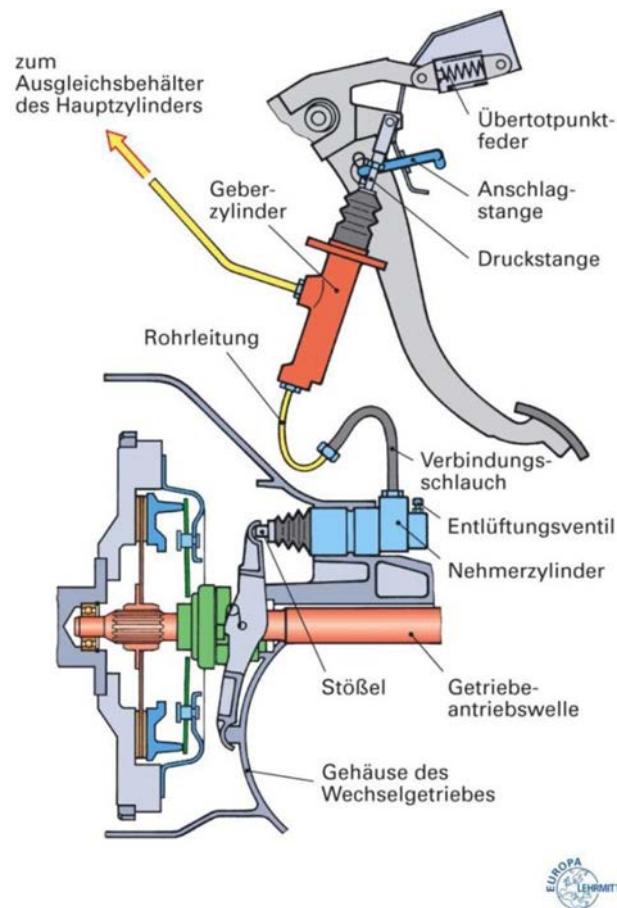


Bild 7: Aufbau einer hydraulischen Betätigungseinrichtung [11] S. 421

2.2.3 Elektrische Betätigung

Dabei handelt es sich um keine rein elektrische Variante, da die Aktuatoren in diesem System die Ausrückkraft nur mit einer entsprechenden Mechanik oder Hydraulik erzeugen können. Über Sensoren für beispielsweise Motor- und Getriebedrehzahl, den momentanen Gang, Fahrzeuggeschwindigkeit, etc. werden die Gangwechsel eines Fahrzeuges gesteuert. Es wird dabei jeweils ein bestimmtes Kennfeld abgearbeitet. Dieses System ermöglicht in nahezu allen Fällen sowohl das Anfahren als auch den Gangwechsel so zu gestalten, dass der Kupplungsvorgang nicht nur für den Fahrer komfortabel geschieht, sondern auch der Verschleiß und Beschädigungen an der Kupplung durch fehlerhaftes Betätigen des Kupplungspedals minimiert wird [12].

2.4 Materialien und Fertigungsverfahren

Aufgrund der vielfältigen Einsatzbereiche und Verwendungszwecke variieren die Anforderungen an eine Kupplung. Für dessen Konstruktion und Auslegung liegt das übertragbare Drehmoment zu Grunde. In Bezug auf diesen Aspekt werden im Folgenden die in der Regel dafür verwendeten Materialien und Werkstoffe genauer erläutert. In der heutigen Zeit sind bei der Auswahl der Materialien nicht nur die reinen Materialkennwerte von großer Bedeutung. Es müssen sowohl die ökonomischen und ökologischen Aspekte, als auch der Kundenanspruch von Komfort und Haltbarkeit berücksichtigt werden. Eine zentrale Stellung nimmt dabei die Auswahl des Reibbelages ein. Das Material für den Reibbelag sollte über eine hohe Hitzebeständigkeit und Verschleißfestigkeit verfügen. Des Weiteren sollte die für die Anforderungen entsprechende Reibungszahl möglichst über einen breiten Temperaturbereich konstant bleiben [13].

Hauptsächlich werden organische Beläge, metallische Beläge oder keramische Sinterbeläge verwendet. Zudem gibt es noch weitere Reibbeläge aus Kohlefasern oder Kevlar und Twaron. Diese Materialien sind meist deutlich teurer und nur für spezielle Einsatzzwecke vorgesehen. Die unterschiedlichen Materialien können verschieden miteinander kombiniert werden [14].

Mögliche Reibpaarungen je nach Anwendungszweck sind:

- Stahl/ Guss
- Stahl bzw. Guss/ organische Reibbelag
- Stahl/ Sinterbelag

Reibpaarungen		Naßlauf				Trockenlauf		
		Sinter-bronze/ Stahl	Sinter-eisen/ Stahl	Papier/ Stahl	Stahl, gehärtet/ Stahl, gehärtet	Sinter-bronze/ Stahl	Orga-nische Beläge/ Grauguß	Stahl, nitriert/ Stahl, nitriert
Reibungs- zahlen	Gleitreibungszahl μ	0,05 bis 0,1	0,07 bis 0,1	0,1 bis 0,12	0,05 bis 0,08	0,15 bis 0,3	0,3 bis 0,4	0,3 bis 0,4
	Haftreibungszahl μ_0	0,12 bis 0,14	0,1 bis 0,14	0,08 bis 0,1	0,08 bis 0,12	0,2 bis 0,4	0,3 bis 0,5	0,4 bis 0,6
	Verhältnis μ_0 / μ	1,4 bis 2	1,2 bis 1,5	0,8 bis 1	1,4 bis 1,6	1,25 bis 1,6	1,0 bis 1,3	1,2 bis 1,5
Technische Daten (Richtwerte *)	max. Gleitgeschwindigkeit v_R [m/s]	40	20	30	20	25	40	25
	max. Reibpressung p_R [N/mm ²]	4	4	2	0,5	2	1	0,5
	zulässige flächenbezogene Schaltarbeit bei einmaliger Schaltung q_{AE} [J/mm ²]	1 bis 2	0,5 bis 1	0,8 bis 1,5	0,3 bis 0,5	1 bis 1,5	2 bis 4	0,5 bis 1
	zulässige flächenbezogene Reibleistung $\dot{q}_{Ao}$ [W/mm ²] (vgl. VDI 2241, Bl.1, Abschn. 3.2.2)	1,5 bis 2,5	0,7 bis 1,2	1 bis 2	0,4 bis 0,8	1,5 bis 2	3 bis 6	1 bis 2
	flächenbezogener Kühlstrom $\dot{V}_A$ [$\frac{\text{mm}^3}{\text{mm}^2 \cdot \text{s}}$]	0,1 bis 2	0,1 bis 1	0,1 bis 2	0,1 bis 0,5			
Schmier- mittel	unlegierte und schwachlegierte Öle	X	X	X	X			
	starklegierte Öle	–	X	X	X			

*)Diese Richtwerte sind stark voneinander abhängig und können je nach Einsatzbedingungen erheblich überschritten, jedoch auch eingeengt werden.

Bild 8: Eigenschaften von Reibpaarungen [15] S. 6

2.4.1 Organische Reibbeläge

Die organischen Reibbeläge werden meist in Lammellenkupplungen für nasslaufende Automatikgetriebe im PKW-Bereich verwendet. Sie bestehen aus organischen Fasern, welche mit Füllstoffen und Harz vermengt werden. Die dabei entstehende Masse wird dann auf ein Trägerblech genietet oder damit verklebt. Für eine bessere Haltbarkeit werden Kerben in das Trägerblech eingebracht. Die Beläge verfügen durch die hohe Elastizität des Materials über gute Komforteigenschaften sowie eine geringe Geräuscentwicklung. Ebenfalls können organische Reibbeläge auch in Trockenkupplungen verwendet werden. In dem Fall bestehen diese dann aus organischen Garnen, wie zum Beispiel Glas-, Aramid- und Zellstoff-Fasern, welche wiederum mit Kupfer- oder Messingdrähten verstärkt werden müssen. Als Bindemittel dienen Harz, Kautschuk und Ruß oder Graphit. Für diesen Anwendungsfall werden die Belege überwiegend vernietet. Als Reibpartner wird meist Grauguss verwendet. Abschließend lässt sich festhalten, dass für die meisten Fahrzeuge eine gewebte, organische Kupplung die beste Kombination aus Leistung, Haltbarkeit, Fahrbarkeit und Kosten bietet [16] S. 576.

2.4.2 Metallische Reibbeläge

Die metallischen Reibbeläge kommen im PKW-Bereich in Automatikgetrieben zum Einsatz und dienen als Reibpartner für organische Beläge. Auf einen metallischen Träger wird zum Beispiel gesintertes Aluminiumoxid aufgetragen. Wird auf der anderen Seite gehärteter und vergüteter Stahl verwendet, kann dies zu Fressneigung führen und muss daher mit einem Spezialöl kompensiert werden. Eine andere Möglichkeit ist, die Reibpaarung mit nitriertem Stahl herzustellen [16] S. 574.

2.4.3 Sintermetallbeläge

Die Sinterbeläge können sowohl in Lamellenkupplungen als auch in Trockenkupplungen eingesetzt werden. Der Vorteil der Sinterbeläge ist eine sehr gute Verschleißfestigkeit, ein hoher Reibwert und eine sehr gute Temperaturbeständigkeit. Aufgrund der hohen Kosten, der starken Rupfneigung und des daraus resultierenden geringen Schaltkomforts, werden diese Belege überwiegend im Rennsport oder in Baumaschinen eingesetzt. Die Ursache dafür ist die geringe Elastizität der Belege. Die verwendeten Materialien Kupfer, Zinn, Eisen und Graphit werden entweder auf ein Trägerblech oder direkt auf die Kupplungsscheibe gesintert [16] S. 575.

2.4.4 Alternative Reibbeläge

Für besondere Anwendungen kommen besondere Materialien zum Einsatz, welche in ihren Eigenschaften speziell an die jeweiligen Bedingungen angepasst sind. Die Reibbeläge aus Kohlefasern werden beispielsweise in der Formel 1 eingesetzt, da sie eine besonders gute thermische Belastbarkeit und Steifigkeit bei geringem Gewicht aufweisen. Die Fasern werden mit Harz gebacken und direkt auf ein Trägerblech geklebt. Kevlar und Twaron sind Markennamen für Aramid-Fasern, die häufig zur Herstellung von Kupplungsscheiben verwendet werden. Beide haben zwei wesentliche Vorteile: Langlebigkeit und sanftes Einkuppeln. So halten sie zwei bis drei Mal länger als normale organische Reibbeläge. Darüber hinaus haben diese Fasern einen niedrigen Reibungskoeffizienten, was sie zu einer idealen Wahl für Anwendungen macht, bei denen ein reibungsloser Eingriff unerlässlich ist (z. B. beim Fahren im Gelände, Kriechen im Fels). Jedoch benötigen diese Materialien höhere Klemmdrücke als die meisten anderen Reibbeläge und haben eine lange Einfahrzeit von bis zu 1.500 Kilometern [14].

2.5 Technische Innovationen

Neben der passenden Kupplungen für den entsprechenden Anwendungsfall und den neuartigen Materialien wurden auch die einzelnen Funktionen weiter entwickelt.

2.5.1 Selbstnachstellende Kupplungssysteme

Werden im Englischen mit SAC abgekürzt, was für Self Adjusting Clutch steht. Die Kupplungsscheibe in einem Fahrzeug ist als verschleißendes Bauteil ausgelegt. Durch den Abrieb der Beläge nimmt die Dicke der Kupplungsscheibe mit der Zeit ab. Die federvorbelastete Kupplungsdruckplatte gleicht dieses Spiel aus und stellt nach, sodass weiterhin die Funktion der Kupplung gewährleistet bleibt. Dies geschieht durch das Aufstellen der Membranfedern am Ausrücker. Dadurch erhöht sich mit steigender Laufleistung die Betätigungskraft am Kupplungspedal für den Fahrer spürbar, denn umso dünner der Kupplungsbelag wird, desto höher wird die Ausrückkraft. Um diesen Effekt zu vermeiden, ist das selbstnachstellende Kupplungssystem, kurz SAC, entwickelt worden. Bei dem System der Firma LuK wird der dünner werdende Belag über einen Rampenring ausgeglichen, sodass die Geometrie der Kupplung über die Lebensdauer hinweg dieselbe bleibt. Alternativ kann die Membranfeder auch drehbar über die Sensortellerfeder gelagert werden. Wird die Haltekraft am Lagerpunkt der Sensortellerfeder beim Auskuppeln überschritten, weicht sie in Richtung Schwungrad aus, bis die Ausrückkraft und die Sensortellerfederkraft wieder gleich sind. Der entstehende Ringspalt wird durch den Verstellring, welcher umlaufend verteilte Schrägen aufweist, ausgeglichen, sodass der eigentliche Federweg immer gleich bleibt. Durch die selbstnachstellende Kupplung steigt die Ausrückkraft nicht mehr weiter an und der Komfort der geringen Pedalkraft wird erhalten [11] S. 419.

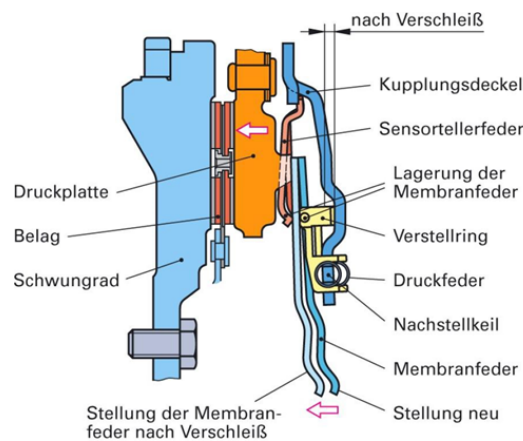


Bild 9: Aufbau eines SAC-Systems [11] S. 419

2.5.2 Automatikkupplung von Rekluse

Die Firma Rekluse ist auf Hochleistungskupplungslösungen spezialisiert, welche in die bestehenden Systeme von Krafträdern eingebaut werden können. Im Folgenden wird auf die Funktionsweise eingegangen und es werden die Vorteile erläutert.

Eine automatische Kupplung ist eine Variante, die basierend auf der Motordrehzahl und der auf den Achsantrieb übertragenen Leistung automatisch ein- und auskuppelt. Ein einfaches Starten und Stoppen funktioniert ohne Betätigung des Kupplungshebels. Auch wird das Abwürgen des Motors verhindert. Dem Fahrer bleibt dennoch die Möglichkeit erhalten durch Betätigung des Kupplungshebels die Kupplung ein- und auszurücken. Eine automatische Kupplung sollte nicht mit einem Automatikgetriebe verwechselt werden. Das Schalten der Gänge ist immer noch ein wesentlicher Aspekt beim Fahren eines Motorrades mit automatischer Kupplung. Wird in der Fahrt das Gas weggenommen, bleibt die Kraftübertragung auf den Achsantrieb erhalten, wodurch die Motorbremsung effektiv bleibt.

Das entscheidende Bauteil an den überarbeiteten Kupplungspaketen ist die spezielle EXP-Kupplungsscheibe. Die EXP-Scheibe besitzt Keile, die umlaufend um die Kupplungsscheibe positioniert sind. Die Keile sind so abgestimmt und konzipiert, dass sie auf Erhöhungen und Verringerungen der Motordrehzahl reagieren. Mit zunehmender Motordrehzahl nimmt die Zentrifugalkraft zu und die Keile üben eine nach außen gerichtete Kraft auf die beiden Hälften der EXP-Scheibe aus, wodurch diese sich ausdehnen und die Kupplung einrückt. Hierbei ist die Zentrifugalkraft entscheidend, um die Funktion zu ermöglichen. Sie ist die resultierende Kraft, die auf ein Objekt wirkt, welches um eine Mittellinie rotiert. Je schwerer das rotierende Objekt ist oder je schneller sich das Objekt dreht, desto mehr Trägheit hat es und desto mehr Kraft übt es aus [17] S. 21. Die EXP-Scheibe fungiert im Wesentlichen als Reibscheibe, die auf die Motordrehzahl reagiert.

Wenn die Motordrehzahl abnimmt, nimmt die Zentrifugalkraft ab und die von den Keilen auf die EXP-Scheibe ausgeübte Kraft nimmt ebenfalls ab. Das führt zu einer Kontraktion der beiden Hälften, was wiederum zum Ausrücken der Kupplung führt.

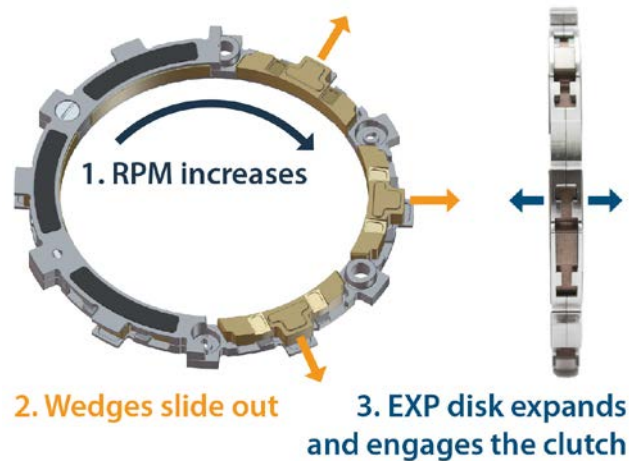


Bild 10: Funktionsweise einer Rekluse Automatikkupplung [18]

Um sicherzustellen, dass die Kupplung im Leerlauf ausgerückt ist, ist die Kupplung so eingestellt, dass zwischen dem Kupplungspaket und der Druckplatte ein kleiner Spalt von etwa 0,76 mm besteht. Wenn im Leerlauf Gas gegeben wird und die Motordrehzahl steigt, dehnt sich die EXP-Scheibe nach außen aus, überwindet den vorhandenen Spalt und rückt die Kupplung ein. Da die automatische Kupplung bei höheren Motordrehzahlen als im Leerlauf automatisch einrückt, können die Funktionalität des Kupplungshebels und die herkömmlichen Methoden zum Betätigen der Kupplung ohne Änderungen beibehalten werden. Da eine automatische Kupplung über dem Leerlauf genau wie eine Standardkupplung funktioniert, bleiben auch die mit der herkömmlichen Kupplungsbetätigung verbundenen Funktionen wie die Motorbremsung erhalten.

Automatikkupplungen haben grundsätzliche Vorteile gegenüber anderen Kupplungstypen für Straßen- und Geländefahrer je nach Fahrstil. Durch den optimalen Kupplungsschleifpunkt und das definierte Ausrücken der Kupplung ergeben sich folgende Benefits:

- kein Abwürgen des Motors
- abstimmbare - Ein-/ Auskuppeldrehzahl definierbar
- Traktion wird verbessert
- verringerter Kupplungsverschleiß
- körperliche und geistige Ermüdung reduziert

- Kupplungshebel behält seine Funktion
- Motorbremswirkung weiter aktiv
- Hinterrad kann im Gelände blockieren ohne Kupplungsbetätigung
- höherer Gang kann in Kurven gefahren werden
- bis 140 PS zugelassen im Straßenbereich
- einfaches Manövrieren bei langsamer Geschwindigkeit [19]

2.6 Zukünftige Entwicklungen

Werden die Zulassungszahlen von Personenkraftwagen und Krafträdern in Abhängigkeit der Antriebsart für Deutschland betrachtet, dann lassen sich Entwicklungen für die kommenden Jahre ableiten. Ob Fahrzeuge mit einem reinen Verbrennerantrieb oder Hybridantrieb, welche eine Kupplung benötigen, in absehbarer Zukunft noch gefragt sein werden, oder wie es generell um die Zukunft des Kraftfahrzeuges als weitläufig genutztes Verkehrsmittel steht, lässt sich ebenfalls aus Statistiken ermitteln.

Der Bestand an Personenkraftwagen in Deutschland wächst seit 1960 kontinuierlich bis 2023 an. Dabei ist eine ganz klare Tendenz zu erkennen, welche sich auch in den folgenden Jahren fortsetzen wird. Mit einem Rekordwert von über 48,76 Millionen hat die Anzahl zugelassener PKW einen neuen Höchststand erreicht. [20]

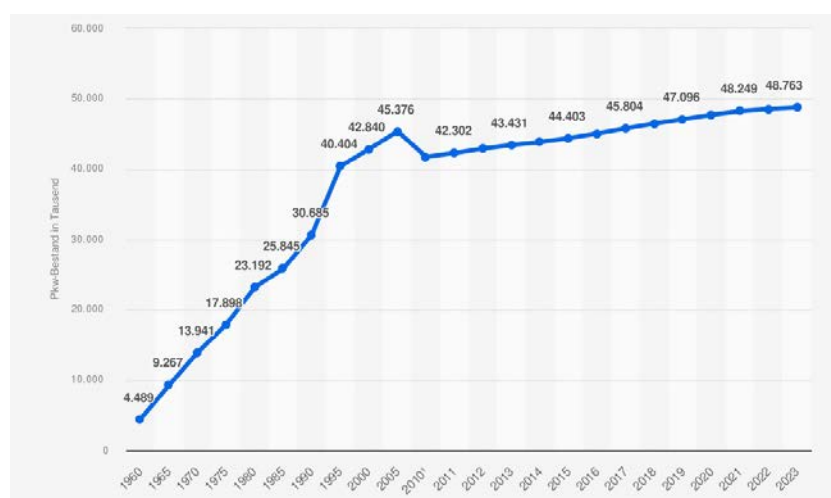


Bild 11: Anzahl zugelassener PKW in Deutschland von 1960 bis 2023 in 1.000 [21]

Seit 2008 erfasst die Statistik nicht mehr die vorübergehend abgemeldeten PKW.

Immer mehr Bürger treffen die Entscheidung sich ein eigenes Kraftfahrzeug oder Kraftrad anzuschaffen. Die Mobilität, die ein eigenes Fahrzeug bietet, kann bis heute nicht übertroffen werden. Lag im Jahr 2017 der Anteil der Neuzulassungen mit alternativen Antrieben noch bei gerade mal bei 3,5 Prozent. So sind es 2022 schon 49,6 Prozent. Wie im Bild 12 zu sehen ist, sind die reinen Verbrenner mit Benzin- oder Dieselkraftstoff zusammen mit einem Anteil von 50,4 Prozent die häufigste Antriebsart für den motorisierten Individualverkehr im Jahr 2022 bei den Neuzulassungen. Aber der prozentuale Anteil wird in den folgenden Jahren weiter sinken [22].

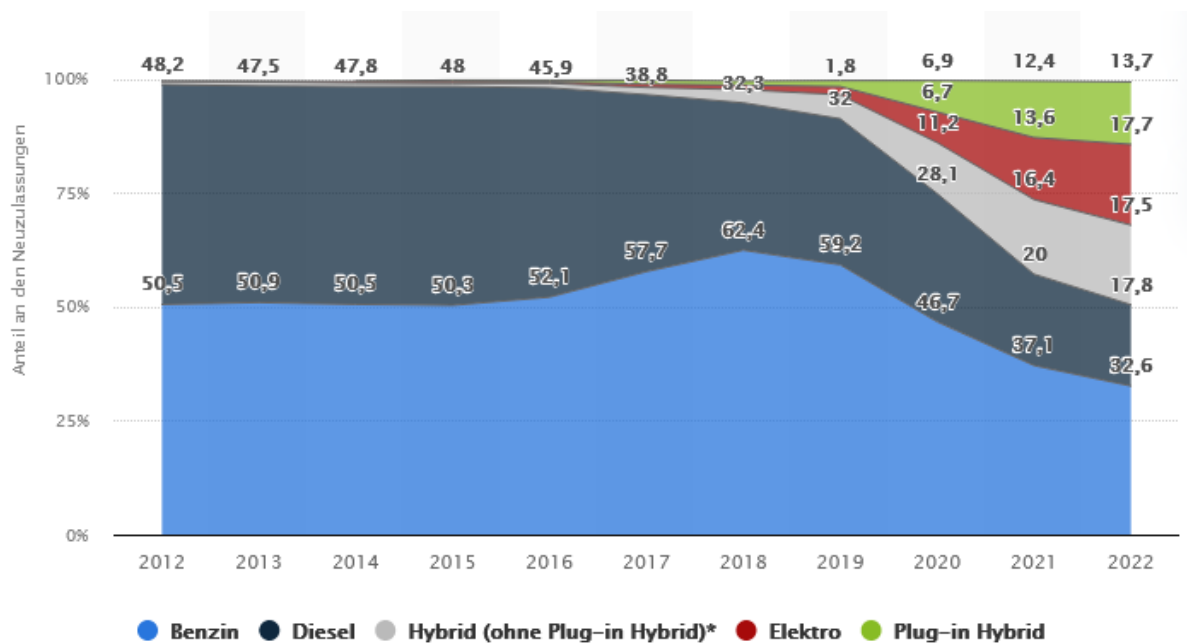


Bild 12: Anteil ausgewählter Kraftstoffarten an den Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland von 2012 bis 2022 [23]

Wird das Verhältnis der Fahrzeuge mit alternativen Antrieben im Gesamtbestand der Personenkraftwagen analysiert, dann liegen diese aktuell bei 7,73 %. Somit wird der Verbrennungsmotor und folglich der Bedarf an Handschaltgetrieben und schaltbaren Kupplungen im Antriebsstrang nicht komplett verdrängt [24].

Wird der Bestand von Krafträdern und die Zulassungszahlen mit alternativen Antrieben betrachtet, lassen sich auch hier deutliche Parallelen zu den Personenkraftwagen erkennen. Ebenfalls ist hier seit 2008 eine deutliche Tendenz bei den angemeldeten Krafträdern zu erkennen. Somit wurde am 1. Januar 2023 mit 4,91 Millionen Krafträdern ein neuer Höchststand erreicht [25].

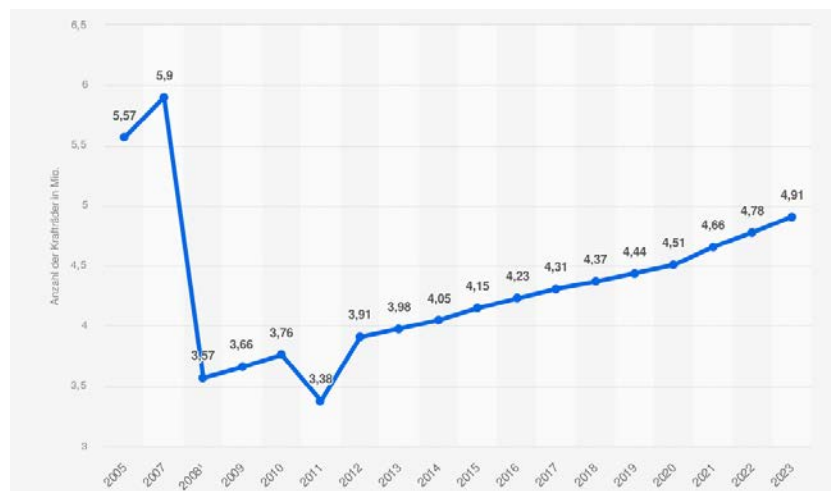


Bild 13: Anzahl der Krafträder in Deutschland von 2005 bis 2023 in Millionen [26]

Seit 2008 erfasst die Statistik nicht mehr die vorübergehend abgemeldeten Krafträder.

Dabei spielen die alternativen Antriebe bei Krafträdern, mit einem Anstieg auf 17,7 % bei den Neuzulassungen, erst seit Beginn des Jahres 2021 eine nennenswerte Rolle [27].

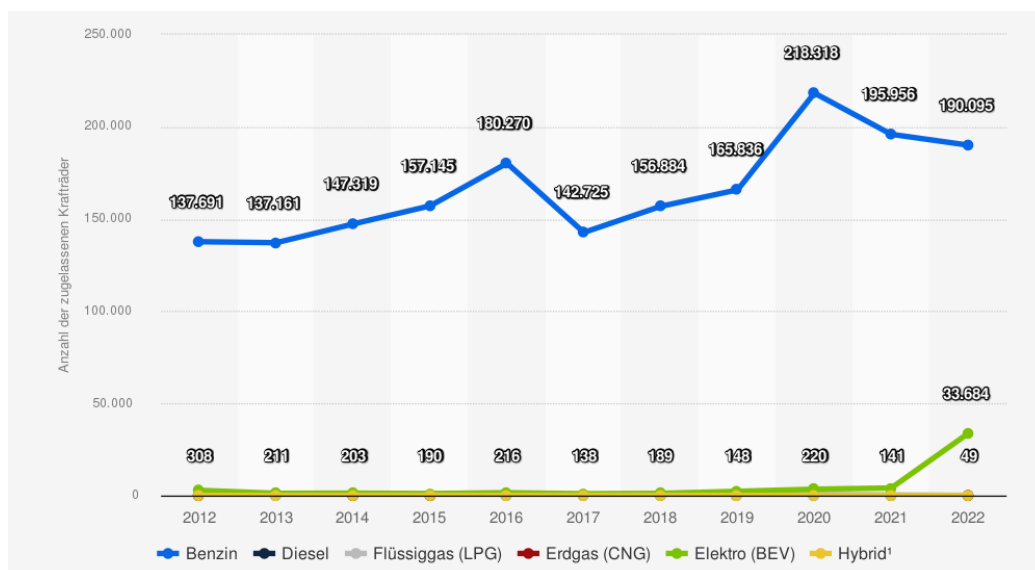


Bild 14: Anzahl der Neuzulassungen von Krafträdern nach Antriebsarten in Deutschland von 2012 bis 2022 [28]

Im Vergleich zum kompletten Bestand der Krafträder in Deutschland sind sie mit 61.000 Krafträdern 1,24 % aber noch die Minderheit in dieser Fahrzeugkategorie [29]. Daher werden hier die Entwicklungen bei Schaltgetrieben, manuellen Kupplungen und automatisierten Kupplungen weiter vorangetrieben.

Gründe dafür sind die politischen Rahmenbedingungen [30], wie beispielsweise Abgasnormen, wodurch die Motoren immer weiter optimiert werden [31], um ihren Wirkungsgrad zu erhöhen und Kraftstoff einzusparen. Die steigenden Benzinpreise in den letzten Jahrzehnten führen dazu, dass Kunden beim Kauf eines Kraftfahrzeuges besonders über ihr Fahrprofil nachdenken. Um unnötige Kosten zu vermeiden, möchte der Kunde ein Fahrzeug haben, dessen Leistung seinem Fahrprofil entspricht. Unnötige Mehrleistung bringt in der Regel nur einen erhöhten Verbrauch mit sich. Das motiviert zum Kauf von einem Klein-/ Kleinstwagen oder Kleinkraftrad.

Bei den Personenkraftwagen wird sich weltweit gesehen eine ähnliche Entwicklung in den Jahren bis 2040 abzeichnen. Einer Prognose der ABB Group zufolge ist der Absatz zukünftig deutlich von Fahrzeugen mit alternativen Antrieben bestimmt. 2021 gab es im PKW-Sektor folgende Verteilung der Antriebskonzepte:

- 46,15 Millionen Verbrennungsmotoren
- 0,69 Millionen Erdgas- und Brennstoffzellenfahrzeuge
- 4,62 Millionen Mild-Hybrid-Elektrofahrzeuge
- 3,3 Millionen Hybrid-Elektrofahrzeuge
- 1,26 Millionen Plug-in-Hybridfahrzeuge
- 2,4 Millionen batteriebetriebene Elektrofahrzeuge

Die reinen Verbrennungsmotoren verlieren einen sehr großen Marktanteil. Hingegen gewinnen die Hybridantriebe und reinen Elektrofahrzeuge massiv an Absatzzahlen. So werden sich bis 2040 die Absatzzahlen der Antriebe im PKW zu folgender Verteilung hin entwickeln.

- 21,43 Millionen Verbrennungsmotoren - 46,4 %
- 1,02 Millionen Erdgas- und Brennstoffzellenfahrzeuge + 67,7 %
- 8,5 Millionen Mild-Hybrid-Elektrofahrzeuge + 84,8 %
- 6,69 Millionen Hybrid-Elektrofahrzeuge + 102,7 %
- 6,18 Millionen Plug-in-Hybridfahrzeuge + 490,5 %
- 42,87 Millionen batteriebetriebene Elektrofahrzeuge + 1786,3 % [32]

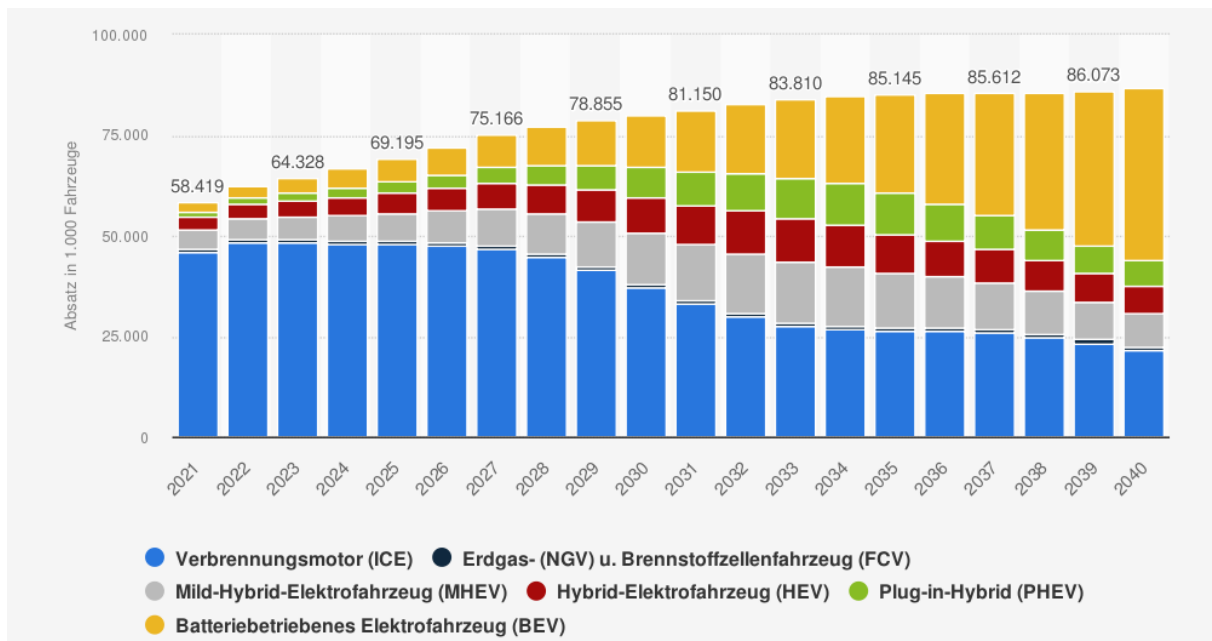


Bild 17: Prognostizierter Absatz von Personenkraftwagen weltweit nach Antrieb von 2021 bis 2040 [33]

Zusammenfassend ist davon auszugehen, dass Kupplungen in sparsamen Motoren mit kleinem Hubraum auch in Zukunft für Kraftfahrzeuge und Krafträder noch sehr gefragt sein werden. Weiterhin ist festzuhalten, dass die Punkte Funktionssicherheit, Kosten, Wartungsfreundlichkeit, Komfort, Bauraum, Gewicht und Wirkungsgrad eine zentrale Rolle in künftigen Weiter- und Neuentwicklungen einnehmen, um nachhaltig den Anforderungen der Industrie, der Politik und der Verbraucher gerecht zu werden. Die Kupplung wird auch zukünftig als lösbares Glied zwischen Motor und Getriebe benötigt. Aufstrebende Neuentwicklungen wie Elektroantriebe, Radnabenantriebe und Brennstoffzellen könnten die Kupplung zwar überflüssig machen, werden aber in naher Zukunft nicht ausschließlich das Straßenbild prägen. Unter anderem werden auch die Motoren verbessert, damit diese sauberer und sparsamer im Betrieb sind. Um die Ansprüche zu erfüllen, müssen Entwicklungen zur Reduktion des CO₂-Ausstoßes, wie Downsizing, die Reduzierung der Zylinderzahl oder die Erhöhung des Wirkungsgrades im Antriebsstrang vorangetrieben werden. Der Einsatz von komplexeren Systemen, wie Doppelkupplungen oder Hybridanwendungen hat stets zur Folge, dass die Anforderungen an die Kupplung im Zweiradsektor, im Personenkraftwagen- als auch im Nutzfahrzeug-Sektor beständig zunehmen.

3 Analyse des M541 Motors

Die Patentrecherche brachte nur eine Patentanmeldung im Bereich des Zylinderkopfs für den M541 Motor hervor, wenn dieser in den Hauptrahmen einer Simson des Typ KR50 gebaut werden soll.

3.1 Einordnung des M541 Motors

Hersteller: VEB Fahrzeug- und Jagdwaffenwerk „Ernst Thälmann“

Arbeitsverfahren : Einzylinder-Zweitakt-Ottomotor

Fahrzeugkategorie: Kleinkraftrad

Gesamthubraum: $49,8 \text{ cm}^3$

Zylinderbohrung: 38 mm

Kolbenhub: 44 mm

Max. Leistung: 2,72 kW bei 5500 1/min

Max. Drehmoment: 5 Nm bei 4800 1/min [34]

Die Kupplung ist eine nasslaufende Vier-Scheiben-Lamellenkupplung, bei der die Anpresskraft durch eine 1,4 mm starke Membranfeder erzeugt wird. Die Primärübersetzung der schrägverzahnten Stirnräder beträgt 3,25:1 bei einer Zähnezahzahl von 65 am Kupplungskorb und von 20 am Primärritzel [35].

Erstmalig wurden die Motoren 1980 in den Simson S51 Modellen verbaut. Bis 1991 wurden über 1,6 Millionen Motoren in den Modellen der Simson S50/S51-Reihe verbaut [36]. Damit zählen die Modelle als die meistgebauten Kleinkrafträder Deutschlands.

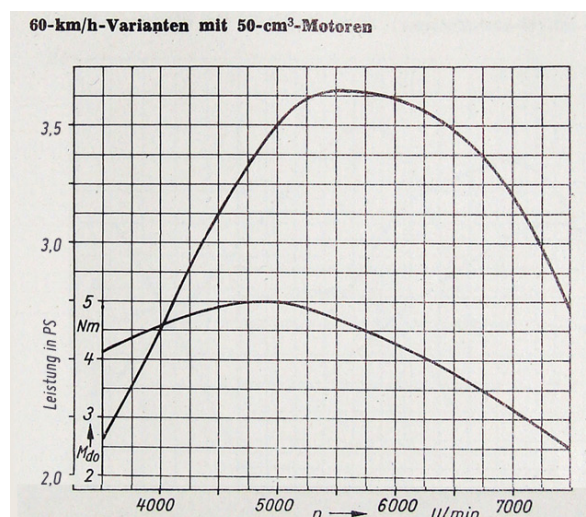


Bild 16: Leistungsdiagramm des originalen M541 Motors [37] S. 17

3.2 Gutachten für Leistungssteigerung

Damit das Moped mit der Leistungssteigerung auch im öffentlichen Verkehr legal bewegt werden darf, ist eine Einzelabnahme vom Technischen Überwachungsverein (TÜV) notwendig. Dazu bietet die Firma Racepowertuning aus Schwarzenberg eine Möglichkeit über eine Einzelabnahme die gesteigerte Leistung in den Fahrzeugschein einzutragen. Dieses Gutachten ist zum jetzigen Zeitpunkt das Einzige, welches in Zusammenarbeit mit dem TÜV offiziell möglich ist [5].

Grundvoraussetzungen die den M541 Motor betreffen sind:

- Hubraum maximal 85 cm³
- Leistung maximal 7 kW
- Vergaser bis 20 mm Durchlass
- Höchstgeschwindigkeit 90 km/h
- 4-Gang Getriebe: original übersetzt
- Primärübersetzung: gerade verzahnt 17:54
- Sekundärübersetzung: 17:34

Zukünftig wird es ein Gutachten der Firma Motoren Service Maul aus Niederwellingen geben, welches die Eintragung einer Leistung von 11 kW und einer zulässigen Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h ermöglichen soll [38].

3.3 Der leistungsgesteigerte Motor

Die zu entwerfende Kupplung ist für einen Einzylinder-Zweitakt-Ottomotor auszu-
legen, welcher folgende Leistungsdaten aufweist:

$P = 7 \text{ kW}$ bei 8250 1/min

$M = 8,3 \text{ Nm}$ bei 7750 1/min

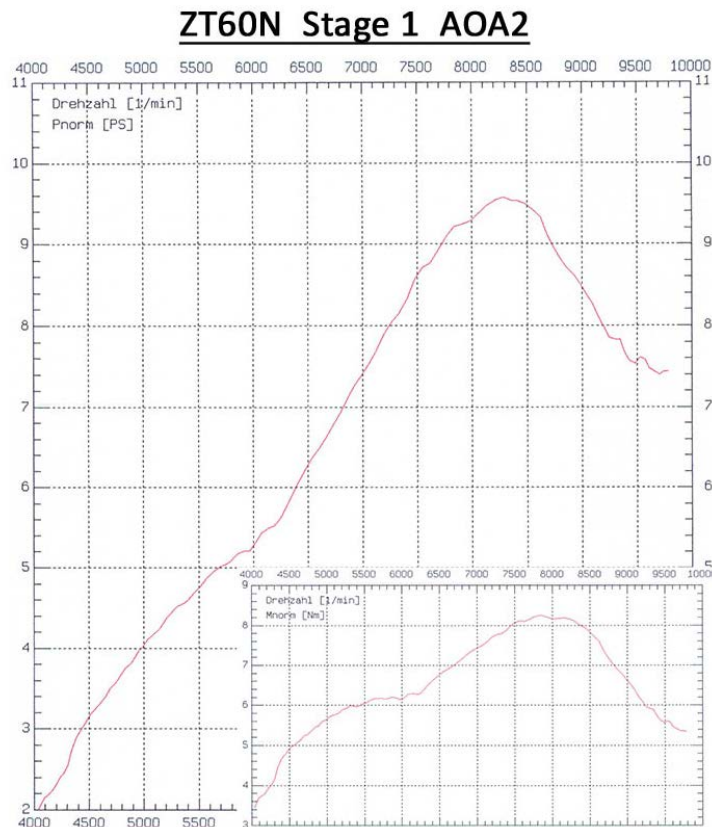


Bild 17: Leistungsdiagramm des getunten M541 Motors [39]

Das Leistungsplus wird durch den Einsatz eines beschichteten Aluzylinders erzielt, welcher überarbeitete Steuerzeiten für die Auslasskanäle besitzt und zusätzlich zwei Nebenauslässe hat. Dieser ersetzt den originalen Graugusszylinder, um eine höhere thermische Stabilität zu erreichen. Längere Vollgasfahrten könnten ansonsten zu einem Einlaufen des Kolbens im Zylinder mit Riefenbildung führen. Durch die größere Zylinderbohrung von 42 mm mit passendem Einringkolben anstelle eines originalen Zweiringkolbens wird der Gesamthubraum auf $60,96 \text{ cm}^3$ erweitert. Mit dem Entfall eines Kolbenrings wird die Reibung im Zylinder verringert und das Ansprechverhalten verbessert. Insgesamt erhöht sich der nutzbare Drehzahlbereich deutlich und ein breites Drehmomentband steht zur Verfügung.

Um die volle Leistung zu generieren, ist des Weiteren der Einbau eines ZT-Tuningvergasers Typ 19N1-11 GEN 2 und eine abgeänderte originale Auspuffanlage vom Typ AOA 2 notwendig [40]. Hierbei wird die Krümmerlänge von 360 mm auf 270 mm gekürzt, der Schalldämpfereinsatz bekommt im zweiten Prallblech zwei 10 mm Bohrungen und das Endstück wird mit einem Dorn auf 16 mm geweitet. Der Luftfilter, die Ansaugung und die Zündanlage bleiben unverändert.

3.4 Wahl des Reibbelags

Die originalen Reibbeläge in den Lamellenkupplungen der M541 Motoren wurden aus Cosid 155 gefertigt [41]. Stand der Technik ist die Reibbeläge auf ein Trägermaterial zu kleben. Für die Reiblamellen im gegebenen Anwendungsfall wird als Reibbelag Beral 1122 gewählt, welcher mit einem Einkomponentenkleber auf einen Aluminiumträger geklebt wird.

Tabelle 1: Eigenschaften von Beral-Reibbelägen [42]

Material	Eigenschaften	Anwendungen	Dichte ρ	Reibungs- koeffizient $\mu < 250^\circ\text{C}$	Flächen- pressung p	Reibgesch- windigkeit v	Temperatur (kurzzeitig)	Temperatur (dauernd)	Ölbeständ- igkeit
			g/cm^3	-	N/mm^2	m/s	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	-
Beral EBB 7260	Starres geformtes, asbestfreies Reibmaterial auf einer Elastomer-/Harzmatrix, verstärkt mit synthetischen Fasern und ohne Metallkomponenten. Das spezifische Gewicht ist sehr gering	Brems- und Reibbeläge für industrielle Anwendungen. Geeignet für Nassanwendungen.	1,5	0,35	0,15 - 3,5	< 50	< 400	< 250	sehr gut
Beral 1122	asbestfreies, flexibles Reibmaterial, Elastomerbindung ohne Metallfasern	Elektromagnetische Kupplungen und Bremsen, Industriebremsen, geeignet als Reibmaterial gegen Weicheisen und Stahl. Geeignet für den Einsatz in Öl.	2,02	0,40 trocken 0,10 geölt	0,15 - 1,0	< 25	< 350	< 250	sehr gut

3.5 Anforderungen an die Kupplung

Grundsätzlich muss sichergestellt werden, dass durch die Leistungssteigerung das angestiegene Drehmoment sicher und zuverlässig übertragen werden kann. Die Kleinkrafträder werden überwiegend für Kurzstrecken und bei Überlandfahrten eingesetzt. Insbesondere im Stadtverkehr ist durch häufiges Anfahren und Fahren bei Geschwindigkeiten bis maximal 50 km/h ein vermehrtes Schalten und Anfahren unvermeidbar. Das hat eine höhere thermische Belastung der Kupplung zur Folge. Dies muss beim Konstruieren unbedingt beachtet werden, damit eine Laufleistung von mindestens 10.000 km realisiert werden kann. Dabei darf die Kupplung nicht vorzeitig verschleiben oder anfangen zu rutschen, sodass das Drehmoment des Motors nicht mehr zuverlässig an das Getriebe übertragen werden kann.

Des Weiteren legen Käufer dieser Fahrzeugkategorie Wert darauf, dass ihr Fahrzeug möglichst in jeder Hinsicht kostengünstig ist. Das bezieht sich zum einen auf den Kaufpreis, umfasst aber auch die Wartungs- und die mit der Zeit anfallenden Reparaturkosten.

Hohe Reparaturkosten entstehen unter anderem, wenn aufwendig verbaute Motorkomponenten ausgetauscht werden müssen. Um dieses Problem zu vermeiden, besteht die Aufgabe des Konstrukteurs darin, trotz dem geringen Platzangebot im Motorraum, seine Konstruktion so einfach wie möglich zu gestalten und dass diese ihre Aufgaben dennoch zuverlässig erfüllen kann.

Die im Durchschnitt genutzte Leistung eines Kleinkraftrades entspricht 3-6 kW, ein Kleinkraftrad mit höherer Motorisierung bietet dabei lediglich eine Kraftreserve. Als Beispiel wird davon ausgegangen, dass eine Simson S51 mit Fahrer bei einer Masse von 155,5 kg auf ebener Fahrbahn konstant 90 km/h fahren soll.

Luftwiderstandskraft:	F_{WL}
Rollwiderstandskraft:	F_{WR}
Antriebskraft an der Hinterachse:	F_{AH}
Strömungswiderstandskoeffizient der Luft:	$c_w = 0,7$
Dichte der Luft:	$\rho_L = 1,23 \frac{kg}{m^3}$
Stirnfläche der Simson mit Fahrer:	$A_F = 0,73$
Fahrgeschwindigkeit:	$v = 25 \frac{m}{s}$

Rollreibungskoeffizient:	$\mu_r = 0,015$
Steigungswinkel:	$\alpha = 0^\circ$
Masse:	$m = m_{Moped} + m_{Fahrer} = 79,5 \text{ kg} + 76 \text{ kg}$
Fallbeschleunigung:	$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
Gewichtskraft:	$F_G = m * g$
Wirkungsgrad im 4.Gang:	$\eta_{ges\ 4.G} = 0,88$



Bild 18: Fahrwiderstände einer Simson S51 Enduro [43]

$$\rightarrow \sum F_x = 0 = F_{WL} + F_{WR} - F_{AH} \quad (5)$$

$$F_{WL} = \frac{c_w * \rho_L * A_F * v^2}{2} \quad (6)$$

$$= \frac{0,7 * 1,23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 0,73 \text{ m}^2 * (25 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2} = 196,42 \text{ N}$$

$$F_{WR} = F_G * \mu_r * \cos(\alpha) \quad (7)$$

$$= (79,5 \text{ kg} + 76 \text{ kg}) * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,015 * \cos(0^\circ)$$

$$= 22,88 \text{ N}$$

$$F_{AH} = F_{WL} + F_{WR} = 196,42 \text{ N} + 22,88 \text{ N} = 219,3 \text{ N} \quad (8)$$

$$P_{max} = \frac{F_{AH} * v}{\eta_{ges\ 4.G}} = \frac{219,3 \text{ N} * 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,88} = 6,23 \text{ kW} \quad (9)$$

Um konstant 90 km/h zu fahren sind 6,23 kW, also ca. 8,47 PS notwendig. In der Realität ist noch mit Variablen wie Gegenwind und unterschiedlich starken Steigungen zu rechnen, weshalb von einer maximal möglichen Leistung von 7 kW ausgegangen wird. Einstellwerte für eine Simson S51 B2-4 wurden von folgendem Prüfstand übernommen: GSF-Dyno [44].

3.6 Bauteilscan mit GOM Atos Core

Der Atos Core 300 ist ein optischer 3D-Scanner zur Vermessung von Bauteilen. Dieser besitzt einen Sensorkopf mit einem 300 mm mal 230 mm großen Messfeld. Bauteile bis zu 1,5 m mal 2 m können damit gescannt werden [45] S. 9. Es gilt zu beachten, dass bei größerer Oberfläche eine Verringerung der Scanqualität entsteht, da die Anzahl der gesamten Messpunkte limitiert ist und folglich pro Fläche die Abtastdichte abnimmt. Mit der Software „GOM Scan“ werden aus der 3D-Punktwolke Polygonnetze erstellt, welche für die Flächenrückführung benötigt werden. Ziel ist es am Ende ein Volumenmodell der gescannten Bauteile zu erhalten.

In Vorbereitung für den Scan wurde ein M541 Motor komplett zerlegt. Anschließend wurden die Gehäusehälften und der Kupplungsseitendeckel gründlich gereinigt und alle Ölrückstände wurden entfernt.

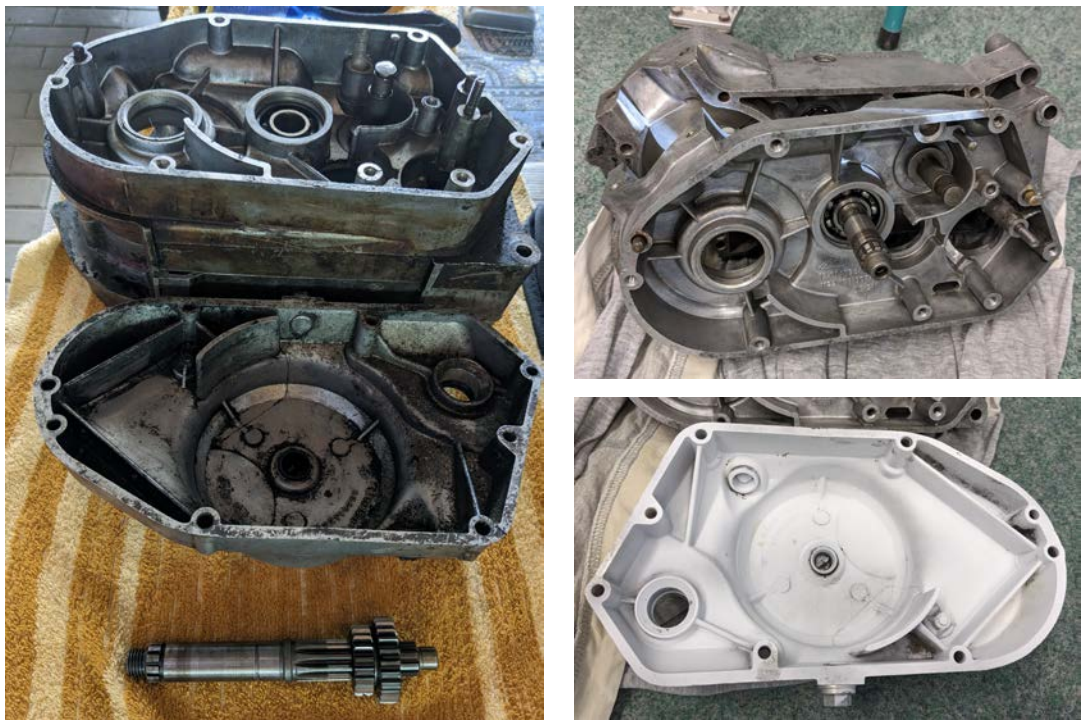


Bild 19: ausgebaute und gereinigte Gehäuseteile des M541 Motor [46]

Um ein möglichst gutes Ergebnis zu erreichen, ist es nötig, die Oberfläche rückstandsfrei zu reinigen. Nur dann lässt sich mit dem Kreidespray eine weiß matte Schicht auftragen, welche für einen lückenlosen Scan der Bauteile nötig ist.

Zur genauen Positionsbestimmung werden die Bauteile mit Referenzpunkten beklebt. Dabei muss der Scanner dauerhaft in der Lage sein mindestens drei Referenzpunkte zu erfassen. Für den kompletten Scan sind somit die Punkte umlaufend in geeigneten Abständen zu positionieren. Die Entfernung vom Sensor zum Bauteil während des Vorgangs beträgt circa 440 mm [45] S. 9.

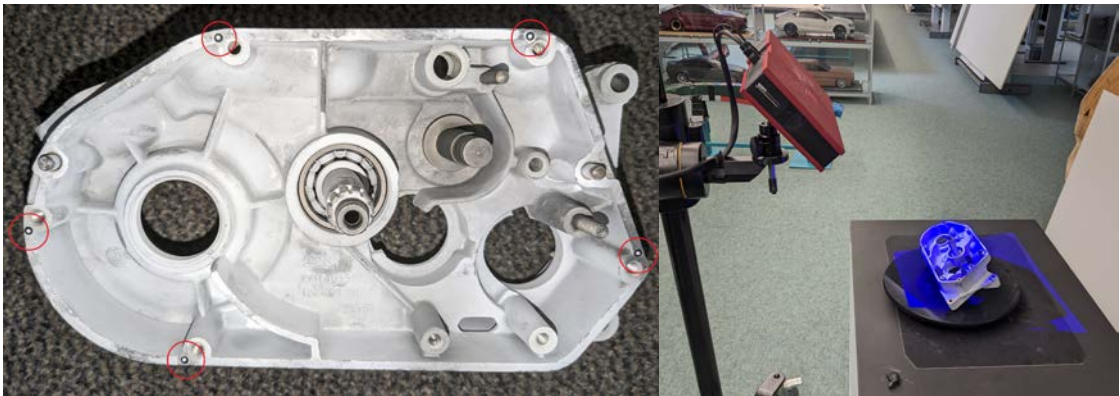


Bild 20: vorbereitete Gehäusehälfte und Scan mit Atos Core [47]

3.7 Bauraumanalyse

Der entstandene Datensatz wurde als STL-Dateiformat ausgegeben und dann mit Catia V5 in ein CATPart für die weitere Konstruktion umgewandelt. Somit kann sichergestellt werden, dass die konstruierte Kupplung präzise ins Gehäuse passt. Die Bauraumanalyse dazu finden Sie in Anlage 8 unter Bauraum.CATProduct.

3.8 Ermittlung des Achsabstand der Kupplung

Mit dem Datensatz der linken Gehäusehälfte des M541 Motor lässt sich der maximale Abstand der Gehäusebohrungen im 3D-Builder messen. Dieser beträgt 108,82 mm. Somit ergibt sich ein Achsabstand zwischen Kupplungswelle und Kurbelwelle von:

$$a = 108,82 \text{ mm} - \frac{35 \text{ mm} + 40 \text{ mm}}{2} = 71,32 \text{ mm} \quad (10)$$



Bild 21: maximaler Abstand der Gehäusebohrungen [48]

Aufgrund der Fertigungstoleranzen des Gehäuses und der Messunsicherheiten wird für die weitere Auslegung folgender Achsabstand a gewählt: 71 mm nach DIN 780 Teil 1 Reihe 2.

3.9 Ermittlung des Lüftwegs der Kupplung

Für die Messung des Lüftwegs der Kupplung des M541 Motors wurde zunächst die Verschlusschraube des Kupplungsdeckels entfernt. Anschließend wurde zehnmal mit einem Messschieber der Abstand zwischen der M6 Mutter, welche auf der Druckplatte mit der Madenschraube gekontert ist, und dem Kupplungsdeckel gemessen. Dabei ist der Wert 1 der Abstand in mm im eingerückten Zustand der Kupplung. Der Wert 2 ist der Abstand bei gezogenem Kupplungshebel im ausgerückten Zustand.

Folgende Messwerte konnten dabei ermittelt werden.

Tabelle 2: Messreihe Lüftweg der Kupplung eines M541 Motor

Messung [mm]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wert 1	18	18,2	18	18,1	17,9	18	18	18	18,1	18
Wert 2	16,7	16,8	16,7	16,8	16,6	16,8	16,7	16,8	16,8	16,7
Lüftweg	1,3	1,4	1,3	1,3	1,3	1,2	1,3	1,2	1,3	1,3

Somit wird für die weitere Berechnung ein Kupplungslüftweg von 1,3 mm angenommen.



Bild 22: Ermittlung des Lüftwegs der Kupplung eines M541 Motors [49]

4 Entwurfsrechnungen für die Konstruktion

4.1 Zusammenfassung der technischen Daten

- Antriebsleistung $P = 7 \text{ kW}$
- Antriebsdrehzahl $n_1 = 8250 \frac{1}{\text{min}}$
- Schrägungswinkel: $\beta = 0^\circ$
- Zähnezahzahl Ritzel $z_1 = 17$
- Zähnezahzahl Rad $z_2 = 54$
- Achsabstand $a = 71 \text{ mm}$
- Lüftweg $s = 1,3 \text{ mm}$

4.2 Kontrolle des neuen Übersetzungsverhältnis

$$i_{ist} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{54}{17} = 3,1765$$

$$\Delta i_{ges} = \frac{i_{ist} - i_{soll}}{i_{soll}} * 100\% = \frac{3,1765 - 3,25}{3,25} * 100\% \quad (10)$$
$$= -0,0226\% < \pm 3\% \text{ i. O.}$$

4.3 Festlegungen

4.3.1 Anwendungsfaktor K_A

Die Antriebsmaschine ist ein Einzylinder-Verbrennungsmotor mit starken Stößen, welcher einen Kettenradantrieb antreibt [50].

Arbeitsweise der Antriebsmaschine: starke Stöße

Arbeitsweise der getriebenen Maschine: mittlere Stöße

gewählt: $K_A = 2,0$

4.3.2 Werkstoffe der Zahnräder

Zahnräder:	16MnCr5
E-Modul:	$E = 210000 \text{ N/mm}^2$
Streckgrenze:	$R_e = 590 \text{ N/mm}^2$
Zugfestigkeit:	$R_m = 780 \text{ N/mm}^2$
Dauerfestigkeit:	$\sigma_{F \text{ lim}} = 315 - 500 \text{ N/mm}^2$
Grübchen-Dauerfestigkeit:	$\sigma_{H \text{ lim}} = 1300 - 1500 \text{ N/mm}^2$

4.3.3 Verzahnungsqualität

Verzahnungsqualität ≥ 5 nach DIN 3961, Teil 1

- gewählt: 5

4.3.4 Drehzahlen und Momente der Wellen

Kurbelwelle:

$$P = 7 \text{ kW} = 7.000 \text{ W}$$

$$n_1 = 8250 \frac{1}{\text{min}}$$

$$M_{t_1} = \frac{P * 60}{2 * \pi * n} = \frac{7000 \text{ W} * 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{2 * \pi * 8250 \frac{1}{\text{min}}} = 8,10 \text{ Nm} \quad (11)$$

Das berechnete Drehmoment ist etwas niedriger als der gegebene Wert aus dem Leistungsdiagramm. Zur Sicherheit wird beim weiteren Rechenweg ein maximales Drehmoment von 8,3 Nm angenommen.

Kupplungswelle:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ist}} = 2597,198 \frac{1}{\text{min}}$$

$$M_{t_2} = M_{t_1} * i_{ist} = 8,30 \text{ Nm} * 3,1765 = 26,65 \text{ Nm} \quad (12)$$

4.3.5 Wellendurchmesser

Kurbelwelle als Vollwelle:

$$M = \frac{9,80655 * \pi}{4} * 10^{-3} * d^3$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4 * M_{t_1}}{9,80655 * \pi * 10^{-3}}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 * 8,3 \text{ Nm}}{9,80655 * \pi * 10^{-3}}} = 10,25 \text{ mm} \quad (13)$$

Der Durchmesser der Kurbelwelle im Bereich der Scheibenfederverbindung des Ritzels beträgt 13,1 mm $\geq$ 10,25 mm.

Kupplungswelle als Hohlwelle:

Werkstoff: 16MnCr5

Zugfestigkeit: $R_m = 780 \text{ N/mm}^2$

Torsionswechselfestigkeit: $\tau_{tw} = 0,3 * R_m = 234 \text{ N/mm}^2$

zul. Torsionsspannung: $\tau_{tzul} = 0,27 \dots 0,47 * \tau_{tw} = 63,18 \dots 109,98 \text{ N/mm}^2$

Durchmesserverhältnis: $k = \frac{d_i}{d_a} = \frac{5 \text{ mm}}{16,8 \text{ mm}} = 0,2976$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * M_{t_2} * K_A}{\pi * (1 - k^4) * \tau_{tzul}}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 * 26,65 \text{ Nm} * 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}} * 2}{\pi * (1 - 0,2976)^{-3} * 63,18 \text{ N/mm}^2}} = 16,3 \text{ mm} \quad (14)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 * 26,65 \text{ Nm} * 1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}} * 2}{\pi * (1 - 0,2976)^{-3} * 109,98 \text{ N/mm}^2}} = 13,55 \text{ mm}$$

Der Durchmesser der Kupplungswelle im Bereich bei der Keilwellenverbindung beträgt 16,5 mm. An dieser Stelle beträgt der Minstdurchmesser 16,3 mm, wenn ein Wellenwerkstoff mit einer Zugfestigkeit von $R_m = 780 \text{ N/mm}^2$ oder höher verwendet wird.

4.4 Entwurfsrechnung der Verzahnung

4.4.1 Modulentwurf

Sicherheit gegenüber Zahnbruch-Dauerbruch: $S_F = 1,5$

Breitenverhältnis: $\frac{b}{d} = (0,4 \dots 0,5)$

$$m_{n_i} = \sqrt[3]{\frac{5 * K_A * M_{t_i} * \cos^2 \beta * S_F}{z_i^2 * \frac{b}{d} * \sigma_{F \lim}}}$$

$$m_{n_{1,2}} = \sqrt[3]{\frac{5 * 2,0 * 8300 \text{ N/mm} * \cos^2 0^\circ * 1,5}{17^2 * 0,4 * 315 \text{ N/mm}^2}} \quad (13)$$

$$= 1,506 \text{ mm}$$

$$m_{n_{1,2}} = \sqrt[3]{\frac{5 * 2,0 * 8300 \text{ N/mm} * \cos^2 0^\circ * 1,5}{17^2 * 0,4 * 500 \text{ N/mm}^2}} \quad (14)$$

$$= 1,291 \text{ mm}$$

- gewählt: $m_{n_{1,2}} = 2 \text{ mm}$ nach DIN 780 Teil 1 Reihe 2

Da bei einem Modul von 1,75 mm oder niedriger, (x_1+x_2) gleich -25,0 ist und damit weit außerhalb dem Bereich von: -0,5 bis 1,5 wäre.

4.4.2 Nullachsabstand a_d

$$a_d = \frac{m_{n_i}}{\cos \beta} * \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{2 \text{ mm}}{\cos 0^\circ} * \frac{17 + 54}{2} = 71 \text{ mm} \quad (15)$$

4.4.3 Achsabstand a

- gegeben: $a = 71 \text{ mm}$ nach DIN 780 Teil 1 Reihe 2

4.4.4 Profilverschiebung

Tabelle 3: Auswertung der Profilverschiebung [51]

Achsabstand ($z_1 + z_2$) in mm	(z_1+z_2)	(x_1+x_2)	Auswertung
71	71	0	p2,5 <u>gut ausgeglichene Verzahnung</u> hoher Überdeckungsgrad

Summe der Profilverschiebungsfaktoren:

$$(x_1 + x_2) = (z_1 + z_2) * \frac{inv_{\alpha_{wt_1}} - inv_{\alpha_{t_1}}}{2 * \tan \alpha_n} = (17 + 54) * \frac{0,0149 - 0,0149}{2 * \tan 20^\circ} = 0$$

$$inv_{\alpha_{wt_1}} = \tan \alpha_{wt_1} - \operatorname{arc} \alpha_{wt_1} = \tan 20^\circ - \frac{20^\circ * \pi}{180^\circ} = 0,0149$$

$$inv_{\alpha_{t_1}} = \tan \alpha_{t_1} - \operatorname{arc} \alpha_{t_1} = \tan 20^\circ - \frac{20^\circ * \pi}{180^\circ} = 0,0149$$

4.4.5 Geometrische Größen

Steigung	$z_1 = \text{keine}$ $z_2 = \text{keine}$
Stirnmodul m_t $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$	$m_{t_{1,2}} = \frac{2 \text{ mm}}{\cos 0^\circ} = 2 \text{ mm}$
Normalteilung p_n $p_n = m_n * \pi$	$p_n = 2 \text{ mm} * \pi = 6,283 \text{ mm}$
Teilkreisteilung p_t $p_t = m_t * \pi$	$p_t = 2 \text{ mm} * \pi = 6,283 \text{ mm}$
Normaleingriffsteilung p_{bn} $p_{bn} = p_n * \cos \alpha_n$	$p_{bn} = 6,283 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 5,904 \text{ mm}$
Stirneingriffsteilung p_{bt} $p_{bt} = p_t * \cos \alpha_t$	$p_{bt} = 6,283 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 5,904 \text{ mm}$
Stirneingriffswinkel α_t $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$	$\alpha_t = \tan^{-1}\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 0^\circ}\right) = 20^\circ$
Betriebseingriffswinkel α_{wt}	$\alpha_{wt} = \cos^{-1}\left(\frac{71 \text{ mm}}{71 \text{ mm}} * \cos 20^\circ\right) = 20^\circ$

$\cos \alpha_{wt} = \frac{a_d}{a} * \cos \alpha_t$	
Kopfhöhenfaktor k^* $k^* = 0$	$k^* = 0$
Teilkreisdurchmesser d $d = m_t * z$	$d_1 = 2 \text{ mm} * 17 = 34 \text{ mm}$ $d_2 = 2 \text{ mm} * 54 = 108 \text{ mm}$
Grundkreisdurchmesser d_b $d_b = d * \cos \alpha_t$	$d_{b1} = 34 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 31,95 \text{ mm}$ $d_{b2} = 108 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 101,487 \text{ mm}$
Kopfkreisdurchmesser d_a $d_a = d + 2 * m_n$	$d_{a1} = 34 \text{ mm} + 2 * 2 \text{ mm} = 38 \text{ mm}$ $d_{a2} = 108 \text{ mm} + 2 * 2 \text{ mm} = 112 \text{ mm}$
Fußkreisdurchmesser d_f $d_f = d - 2,5 * m_n$	$d_{f1} = 34 \text{ mm} - 2,5 * 2 \text{ mm} = 39 \text{ mm}$ $d_{f2} = 108 \text{ mm} - 2,5 * 2 \text{ mm} = 103 \text{ mm}$
Wälzkreisdurchmesser d_w $d_w = d$	$d_{w1} = 34 \text{ mm}$ $d_{w2} = 108 \text{ mm}$
Zahndicke im Teilkreis s_t $s_t = m_n * \frac{\pi}{2}$	$s_{t1} = 2 \text{ mm} * \frac{\pi}{2} = 3,1416 \text{ mm}$ $s_{t2} = 2 \text{ mm} * \frac{\pi}{2} = 3,1416 \text{ mm}$
Restnabendicke h_R $h_R \geq m_n * 2$	$h_R \geq 2 \text{ mm} * 2 = 4 \text{ mm}$
Zahnrad Innendurchmesser $\emptyset_z \leq d_f - 2 * h_R$	$\emptyset_{z1} \leq 34 \text{ mm} - 2 * 4 \text{ mm} \leq 26 \text{ mm}$ $\emptyset_{z2} \leq 108 \text{ mm} - 2 * 4 \text{ mm} \leq 100 \text{ mm}$

4.4.6 Profilüberdeckung ε_α

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0,5 * \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right) - a * \sin \alpha_{wt}}{\pi \cdot m_t \cdot \cos \alpha_t} \quad (16)$$

$$= \frac{0,5 * \left(\sqrt{(38 \text{ mm})^2 - (31,95 \text{ mm})^2} + \sqrt{(112 \text{ mm})^2 - (101,487 \text{ mm})^2} \right) - 71 \text{ mm} * \sin 20^\circ}{\pi * 2 \text{ mm} * \cos 20^\circ}$$

$$= 1,641 \geq 1,1 \dots 1,25 \text{ i. O.}$$

4.5 Entwurfsrechnung der Kupplung

4.5.1 Mittlerer Reibbelagdurchmesser d

Sicherheit: $S = 1,2 \dots 1,5$

Reibungskoeffizient: $\mu = 0,1$

Breitenverhältnis: $\frac{b}{d} = 0,1 \dots 0,3$

Anzahl der Reibflächen: $i = 8$

Flächenpressung: $p_{zul} = 0,1 \dots 1,0 \text{ N/mm}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 * M_{t2} * S}{\mu * i * \pi * \frac{b}{d} * p_{zul}}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 * 26650 \text{ Nmm} * 1,5}{0,1 * 8 * \pi * 0,1 * 0,1 \text{ N/mm}^2}} = 147,07 \text{ mm} \quad (17)$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 * 26650 \text{ Nmm} * 1,5}{0,1 * 8 * \pi * 0,1 * 1,0 \text{ N/mm}^2}} = 68,26 \text{ mm}$$

Bei einer Flächenpressung unter $0,436 \text{ N/mm}^2$ liegt der mittlere Reibbelagdurchmesser über 90 mm und somit wird der maximal mögliche Bauraum überschritten. Außerdem ist der Reibbelag geschlitz und folglich nicht vollflächig auf den Reibscheiben verklebt. Die Kontaktfläche beträgt ungefähr 75% . Daher sollte dieser Wert mindestens bei $0,582 \text{ N/mm}^2$ liegen. Anderenfalls müsste noch eine weitere Reiblamelle und Reibscheibe in das Kupplungspaket hinzugefügt werden. Dann ergibt sich eine Flächenpressung von $0,465 \text{ N/mm}^2$.

4.5.2 Berechnung der Normalkraft F_N

Reibbelagradius: $r = \frac{d}{2} = \frac{90 \text{ mm}}{2} = 45 \text{ mm}$

$$M_{t_2} = \frac{F_N * \mu * r * i}{S}$$

$$F_N = \frac{M_{t_2} * S}{\mu * r * i} = \frac{26650 \text{ Nmm} * 1,5}{0,1 * 45 \text{ mm} * 8} = 1110,42 \text{ N} \quad (18)$$

Zur sicheren Übertragung des Drehmomentes ist eine Normalkraft von 1110,42 N durch die Druckfedern zu erzeugen, wenn diese im mittleren Reibradius der Kuppelungsscheiben wirkt.

5 Konstruktion

5.1 Variantenentwurf 1

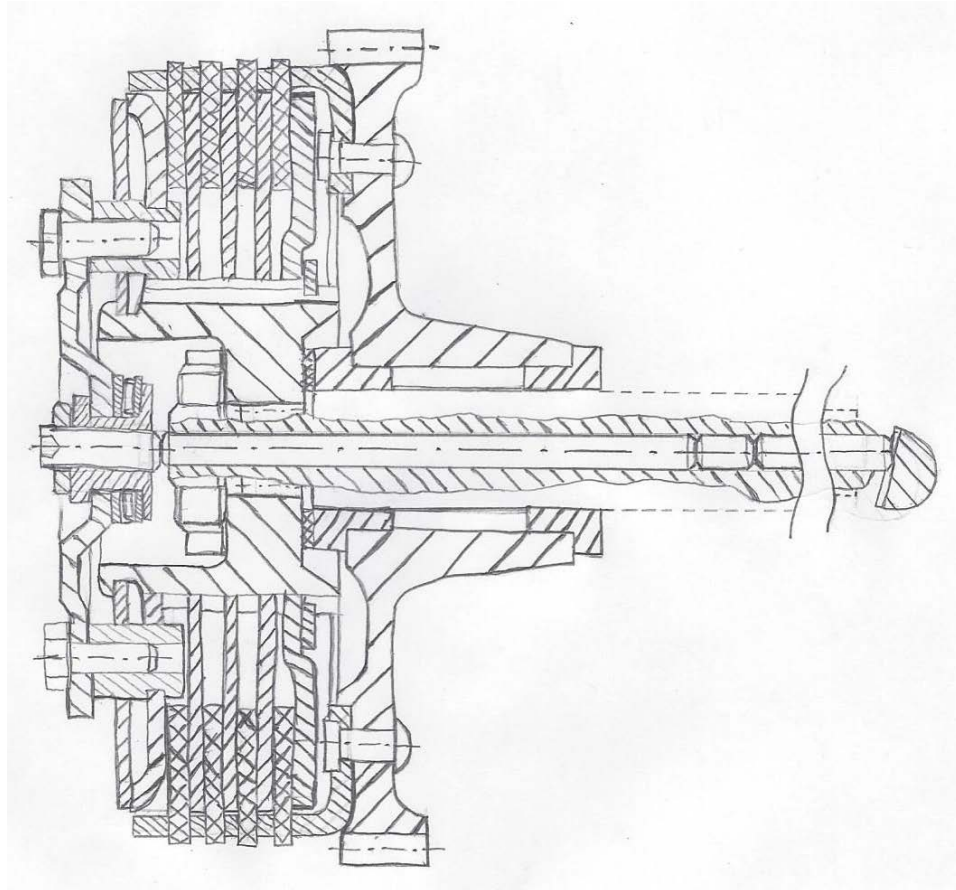


Bild 23: Entwurf Kupplungsvariante 1 [52]

Merkmale Variante 1

- Normalkrafterzeugung durch Membranfeder
- zentralausrückende nadelgelagerte Druckplatte
- innerer Kupplungsmitnehmer mit Zahnwellenverbindung
- Geradverzahnung
- Beral-Reibbeläge auf Trägerblech geklebt
- Kupplungsbetätigung: Bowdenzug
- Druckplatte als Tiefziehblech gefertigt
- Primärrad und Kupplungskorb genietet

5.2 Variantenentwurf 2

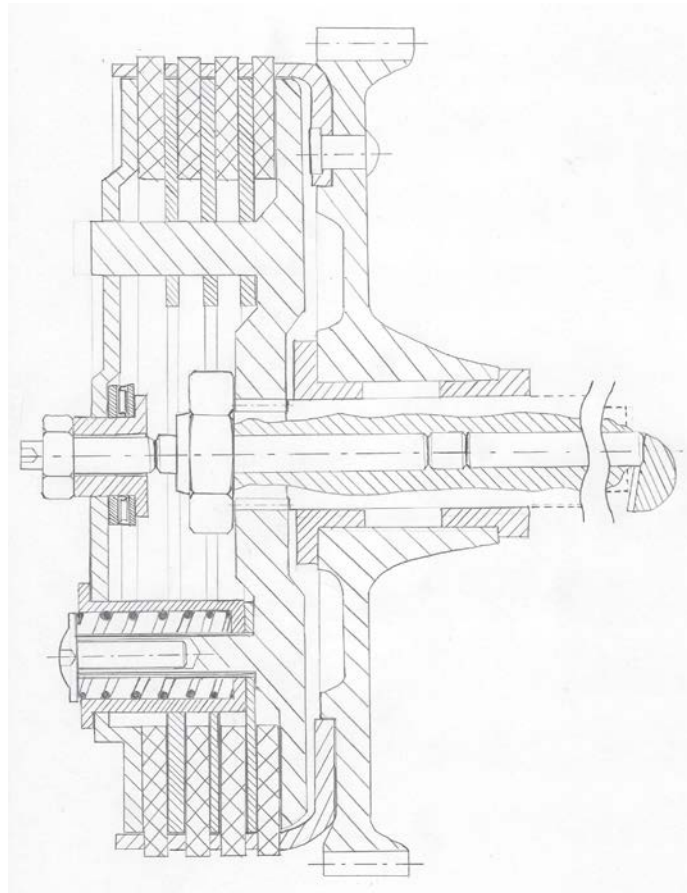


Bild 24: Entwurf Kupplungsvariante 2 [53]

Merkmale Variante 2

- Normalkrafterzeugung durch Schraubenfedern
- zentralausrückende nadelgelagerte Druckplatte
- Kupplungsmitnehmer mit Stehbolzen
- Geradverzahnung
- Beral-Reibbeläge auf Trägerblech geklebt
- Kupplungsbetätigung: Bowdenzug
- Kupplungsdruckplatte gefräst
- Primärrad und Kupplungskorb genietet

5.3 Variantenbewertung nach VDI 2225

Tabelle 4: Variantenbewertung nach VDI 2225

Kriterien	Wichtungsfaktoren			Variante			
	f_i	f_j	$f = f_i \cdot f_j$	I		II	
				p	$p \cdot f$	p	$p \cdot f$
Funktion	0,3	/	/	/	/	/	/
Wirkungsgrad		0,3	0,09	3	0,27	3	0,27
Dämpfung		0,2	0,06	2	0,12	2	0,12
Wärme ableiten		0,2	0,06	2	0,06	1	0,06
Anpresskraft		0,2	0,06	3	0,18	4	0,24
Rutschzeit		0,1	0,03	2	0,06	2	0,06
Kosten	0,3	/	/	/	/	/	/
Herstellung		0,3	0,09	3	0,27	2	0,18
Werkstoffe		0,3	0,09	2	0,18	2	0,18
Entwicklung		0,2	0,06	2	0,18	3	0,24
Recycling		0,2	0,06	3	0,18	3	0,18
Instandhaltung/Wartung	0,2	/	/	/	/	/	/
Austauschzeit		0,4	0,08	3	0,24	3	0,32
Einfachheit der Konstruktion		0,3	0,06	3	0,18	4	0,24
Störunempfindlichkeit		0,3	0,06	3	0,18	3	0,18
Geometrie	0,1	/	/	/	/	/	/
Masse		0,4	0,04	3	0,12	3	0,12
Radialer Bauraum		0,3	0,03	3	0,09	3	0,09
Axialer Bauraum		0,3	0,03	3	0,09	3	0,09
Ergonomie	0,1	/	/	/	/	/	/
Ausrückkraft		0,4	0,04	2	0,08	2	0,08
Bedienzeit		0,3	0,03	3	0,09	3	0,09
Ausrückweg		0,3	0,03	3	0,09	3	0,09
Σ	1	/	1	/	2,66	/	2,83

Bewertung nach VDI 2225	p	f_i – Wichtungsfaktor, Hauptkriterium f_j – Wichtungsfaktor, Teilkriterium f – Wichtungsfaktor, gesamt
sehr gut	4	
gut	3	
ausreichend	2	
gerade noch tragbar	1	
unbefriedigend	0	

Durch die Variantenbewertung hat sich Variante 2 als am geeignetsten erwiesen.
Das Anforderungsprofil und der damit verbundene Einsatzzweck werden erfüllt.

Vorzugsvariante: Variante 2

5.4 Anforderungsliste

Erstelldatum 15.08.2023		Anforderungsliste für eine Lamellenkupplung			Blattanzahl 2	Blattnummer 1/2
Änderung	Forderung Wunsch	Anforderung			Verantwortlich	
	F	Art der Kupplung: nasslaufende Lamellenkupplung			Blaschke	
	F	Anzahl der Reibflächen: 8			Blaschke	
	F	Übertragbare Leistung: 7 kW bei 8250 1/min			Blaschke	
	F	Übertragbares Drehmoment: 8,3 Nm bei 7750 1/min			Blaschke	
	F	Form der Reibfläche: Kreisring			Blaschke	
	F	Schmierzustand: geölt			Blaschke	
	F	Antrieb: von links			Blaschke	
	F	Abtrieb: nach rechts			Blaschke	
	F	Kupplungszustand: eingerückt			Blaschke	
	F	Schaltmechanismus bei Schaltvorgang: aus- gerückt			Blaschke	
	F	Bauraum axial: ≤ 80 mm			Blaschke	
	F	Bauraum radial: ≤ 112 mm			Blaschke	
	F	Masse der Kupplung: $m_{\text{Kupplung}} < 1,75$ kg			Blaschke	
	F	Art der Reibpaarung: Beral 1122 mit Stahl			Blaschke	
	F	Reibungskoeffizient $\mu = 0,1$			Blaschke	
Änderung		1	2	3		
Datum						

Erstelldatum 15.08.2023		Anforderungsliste für eine Lamellenkupplung			Blattanzahl 2	Blattnummer 2/2
Änderung	Forderung Wunsch	Anforderung			Verantwortlich	
	F	maximale Reibgeschwindigkeit $v = 25 \text{ m/s}$			Blaschke	
	F	Max. Reibflächenpressung $p_R = 1 \text{ N/mm}^2$			Blaschke	
	F	Dicke Reiblamelle: 3,5 mm			Blaschke	
	F	Reibbelagdurchmesser: $\leq 100 \text{ mm}$			Blaschke	
	F	Reibbelagbreite: $> 10 \text{ mm}$			Blaschke	
	F	Lüftweg: $s = 1,3 \text{ mm}$			Blaschke	
	F	Umgebungstemperatur: -30°C bis $+70^\circ\text{C}$			Blaschke	
	F	Mittlere Reibbelagtemperatur: 100°C bis 150°C			Blaschke	
	F	Max. Reibbelagtemperatur: $T_{\max} = 350^\circ\text{C}$			Blaschke	
	F	Achsabstand: $a = 71 \text{ mm}$			Blaschke	
	F	Zähnezahl Ritzel: $z_1 = 17$			Blaschke	
	F	Zähnezahl Rad: $z_2 = 54$			Blaschke	
	F	Schrägungswinkel der Verzahnung: $\beta = 0^\circ$			Blaschke	
	F	Normalkraft: $F_N > 1110 \text{ N}$			Blaschke	
	F	Lebensdauer: $> 10.000 \text{ km}$			Blaschke	
	F	Verwendung von Normteilen, um Kosten zu sparen			Blaschke	
Änderung		1	2	3		
Datum						

5.5 Erstellung eines Datenmodells der Kupplung mit Catia V5

Auf der Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse und festgelegten Anforderungen wird ein Datenmodell der Lamellenkupplung unter Verwendung von Catia V5 erstellt.

Die Bauteile der Lamellenkupplung befinden sich als .CATPart in der Anlage 5. Die zusammengebaute Lamellenkupplung und das Antriebsritzel befinden sich jeweils als .CATProduct in der Anlage 6 und 7.

Bei der Konstruktion stellte sich die Verzahnung der Kupplungswelle als problematisch heraus. Da es sich um eine interne Simson-Werksnorm handelt, konnte die Verzahnung nicht nach einer offiziellen Norm ausgelegt werden. Lediglich die Firma Langtuning hat auf E-Mail-Anfrage folgende Eckdaten zur Verfügung gestellt.

- Zähnezahl $z = 11$
- Modul $m = 1,5$
- Teilkreisdurchmesser $d = 16,5$
- Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$
- Zahnhöhenfaktor $\gamma = -$
- Profilverschiebungsfaktor $\chi = +0,5$
- Innendurchmesser $d_i = 14,7 \text{ H8}$
- Außendurchmesser $d_a = 17$

5.6 Ableitung der Zusammenbauzeichnungen und Stücklisten

Von dem erarbeiteten Datenmodell mit Catia V5 wurden die Zusammenbauzeichnungen der Lamellenkupplung und des Antriebsritzels mit entsprechender Stückliste abgeleitet. Die Zeichnungen und Stücklisten befinden sich in der Anlage 1-4.

6 Nachrechnung

Aufgrund des vorhandenen Bauraums und der Ausführung der Lamellenkupplung haben sich nun Abweichungen zu den Werten in der Entwurfsrechnung ergeben.

6.1 Nachrechnung der Kräfte

Reibbelagfläche: $A_R = 2606,12447 \text{ mm}^2$

Flächenpressung: $p_{zul} = 0,1 \dots 1,0 \text{ N/mm}^2$

Reibungskoeffizient: $\mu = 0,1$

Reibbelagdurchmesser aussen: $d_a = 98 \text{ mm}$

Reibbelagdurchmesser innen: $d_i = 75 \text{ mm}$

Mittlerer Reibbelagradius: $r_m = \frac{d_a + d_i}{4} = \frac{98 \text{ mm} + 75 \text{ mm}}{4} = 43,25 \text{ mm}$

Anzahl der Reibflächen: $i = 8$

$$\begin{aligned} F_N &= A * p_{zul} \\ &= 2606,12447 \text{ mm}^2 * 1,0 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 2606,12 \text{ N} \end{aligned} \quad (19)$$

$$F_R = F_N * \mu = 2606,12 \text{ N} * 0,1 = 260,6 \text{ N} \quad (20)$$

$$F_K = F_R * i = 260,6 \text{ N} * 8 = 2084,8 \text{ N} \quad (21)$$

$$M_{tmax} = F_K * r_m = 2084,8 \text{ N} * 43,25 \text{ mm} = 90167,6 \text{ Nmm} \quad (22)$$

$$S = \frac{M_{tmax}}{M_{t2}} = \frac{90167,6 \text{ Nmm}}{26650 \text{ Nmm}} = 3,38 \quad (23)$$

Bei einer Flächenpressung von 1 N/mm^2 würde sich eine Sicherheit von 3,38 ergeben. Da eine Sicherheit von 1,5 ausreichend ist, ergibt sich somit eine benötigte Flächenpressung von $0,44 \text{ N/mm}^2$. Damit ergeben sich folgende Werte:

Normalkraft: $F_N = 1146,7 \text{ N}$

Reibungskraft einer Belagseite: $F_R = 114,67 \text{ N}$

Drehkraft in r_m : $F_K = 917,13 \text{ N}$

Maximales Drehmoment: $M_{tmax} = 39675,8 \text{ Nmm}$

6.2 Berechnung der Druckfedern

Normalkraft:	$F_N = 1146,7 \text{ N}$
Anzahl der Druckfedern:	$i_F = 6$
Außendurchmesser der Feder:	$d_a = 12 \text{ mm}$
gewählter Drahtdurchmesser:	$d = 2 \text{ mm}$
ungespannte Federlänge:	$L_{0 \max} = 37,5 \text{ mm}$
gespannte Federlänge:	$L_{n \max} = 27,5 \text{ mm}$

Die Normalkraft wurde im vorherigen Kapitel berechnet und die weiteren Größen ergaben sich bauraumbedingt aus der Konstruktion heraus. Für die genaue Wahl der Feder wird nun die Kraft berechnet, welche jede einzelne Feder mindestens erzeugen muss.

$$F_F = \frac{F_N}{i_F} = \frac{1146,7 \text{ N}}{6} = 191,12 \text{ N} \quad (24)$$

Die gewählte Druckfeder nach DIN 2098-2 mit folgender Bezeichnung 2,00x10,00x26,50 passt genau für die konstruierte Lamellenkupplung [54].

Federsteifigkeit:	$R = 29,71 \text{ N/mm}$
Blocklänge:	$L_c = 15,6 \text{ mm}$
Durchmesser Dorn:	$d_D = 7,5 \text{ mm}$
Durchmesser Hülse:	$d_H = 12,5 \text{ mm}$

$$s = \frac{F_F}{R} = \frac{191,12 \text{ N}}{29,71 \text{ N/mm}} = 6,43 \text{ mm} \quad (25)$$

Somit müssen die Federn im eingebauten Zustand mindestens 6,43 mm vorgespannt sein. Daraus resultiert im gespannten Zustand eine Länge von 20,07 mm. Konstruktiv bedingt wird eine gespannte Länge von 20 mm erzeugt. Über die Innenlänge der Federbecher kann die Vorspannung angepasst werden.

6.3 Berechnung der Reibgeschwindigkeit

Reibbelagdurchmesser außen: $d_a = 98 \text{ mm}$

Drehzahl: $n_2 = 2597,198 \frac{1}{\text{min}}$

$$v = \frac{d_a * \pi * n}{1000 * 60} = \frac{98 \text{ mm} * \pi * 2597,198 \frac{1}{\text{min}}}{1000 * 60} = 13,327 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (26)$$

Die maximale Reibgeschwindigkeit beträgt 13,33 m/s. Dies würde dann auftreten, wenn bei maximaler Motordrehzahl die Kupplung eingerückt wird. Die maximal zulässige Reibgeschwindigkeit des Kupplungsbelags beträgt 25 m/s und ist somit deutlich über dem was die Lamellenkupplung erreichen kann.

7 Montageanleitung für den Zusammenbau der Kupplung

- 1 Hinweise
- 2 Warnhinweise
- 3 Vormontage des Zahnrads 2
- 4 Vormontage der Reibbeläge
- 5 Vormontage der Kupplungsdruckplatte
- 6 Montage der Kupplung im Motorengehäuse
- 7 Montage des Antriebsritzels im Motorengehäuse

1 Hinweise

Bitte achten Sie vor Beginn der Montage auf Vollständigkeit und ordnungsgemäßen Zustand der Bauteile. Lesen Sie zuerst die Montageanleitung und die Betriebshinweise komplett durch und legen Sie sich das benötigte Werkzeug bereit. Achten Sie auf Sauberkeit und Ordnung, um Unfallgefahren zu minimieren. Achten Sie beim Anziehen der Schrauben auf die vorgeschriebenen Anzugsmomente und halten Sie diese ein.

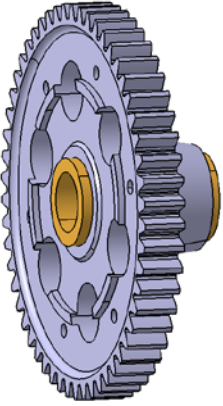
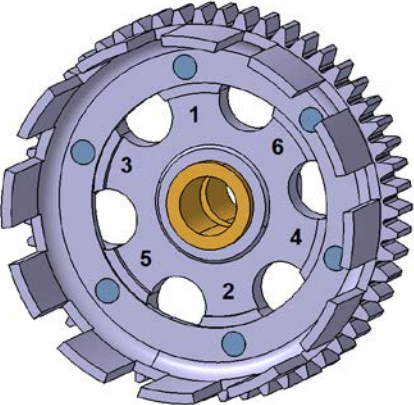
Achten Sie auf die vorgegebene Reihenfolge beim Verschrauben. Schrauben sind immer diagonal anzuziehen um ein Verkanten zu vermeiden. Bitte entnehmen Sie die Angaben der Bauteile und Positionsnummern entsprechend der beiliegenden Stücklisten. Bitte entnehmen Sie die benötigten Anschlussmaße aus den beiliegenden Zusammenbauzeichnungen. Achten Sie immer auf ausreichende Befüllung mit Getriebeöl.

2 Warnhinweise

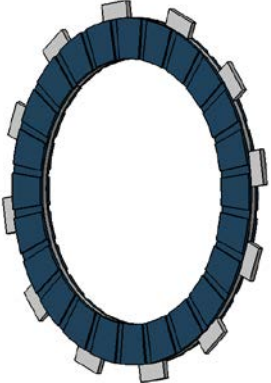
Die montierte Kupplung hat bewegliche Zahnräder, Bauteile und Federn. Diese können zu schweren Verletzungen durch Quetschungen führen. Bauteile können herabstürzen oder herausspringen. Sichern Sie die Teile durch entsprechende Maßnahmen. Verwenden Sie eine Montageunterlage und einen Montagebock V001 mit Spannvorrichtung V034. Heiße Bauteile können Verbrennungen verursachen. Die Bauteile können scharfe Kanten und Grate aufweisen, besonders an gefrästen Planflächen. Diese können zu schweren Schnittverletzungen führen. Tragen Sie daher Arbeitsschutzkleidung (Schutzschuhe, Handschuhe, lange Arbeitskleidung, Schutzbrille).

3 Vormontage des Zahnrads 2 und Kupplungskorb

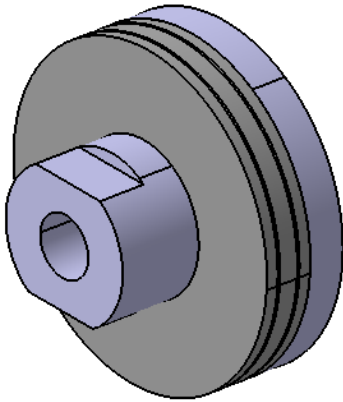
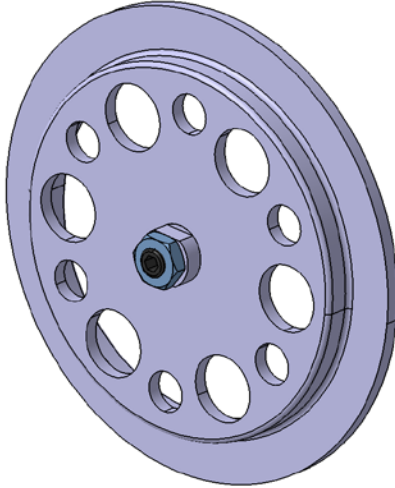
Anlage 2 Stückliste und Anlage 1 Zusammenbauzeichnung: Lamellenkupplung

Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
1		Pressen Sie die Bundbuchsen (3) in das Zahnrad 2 Rad (1) mit einer Presse.	☐
2		Das Zahnrad 2 Rad (1) und den Kupplungskorb (2) in eine Nietvorrichtung legen. Verbinden Sie die beiden Bauteile formschlüssig mit den sechs Senknieten (12) nach vorgegebener Reihenfolge.	☐

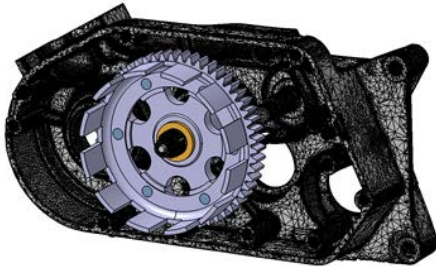
4 Vormontage der Reibbeläge

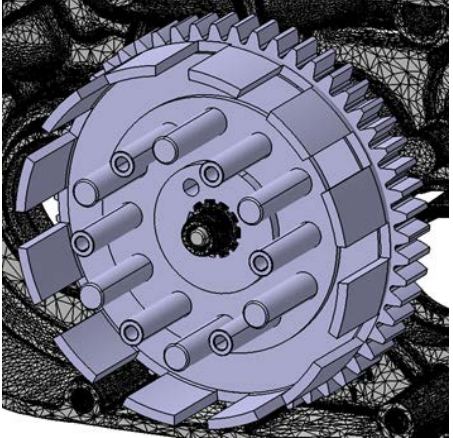
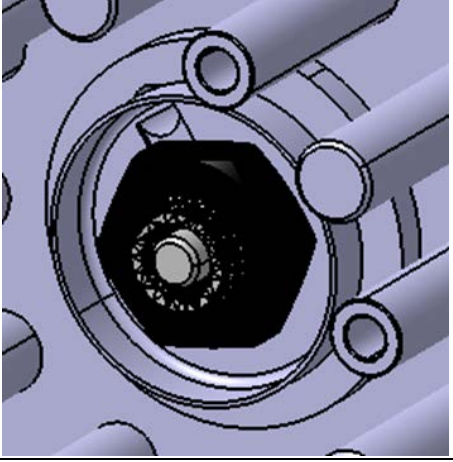
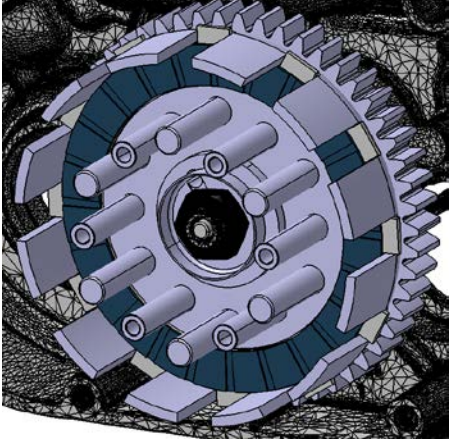
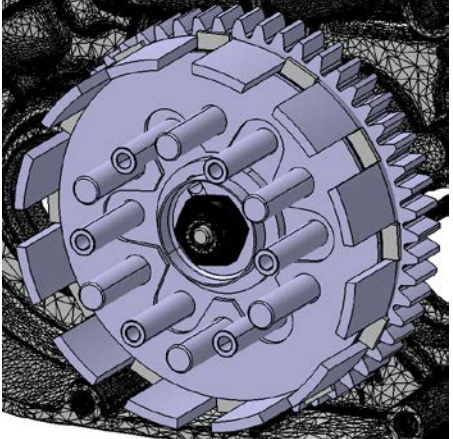
Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
3		4 Reibbelagträger (5) mit 1K-Kleber (20) beidseitig bestreichen. Jeweils 2 Reibbeläge (6) mit einem Reibbelagträger verspannen. Gespannte Einheit im Ofen bei 200 °C für 1h backen. Somit erhalten Sie 4 Reiblamellen.	☐

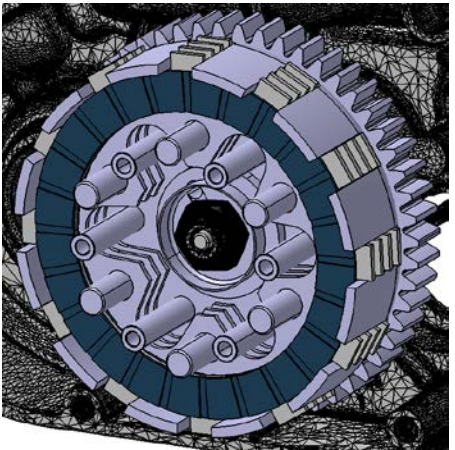
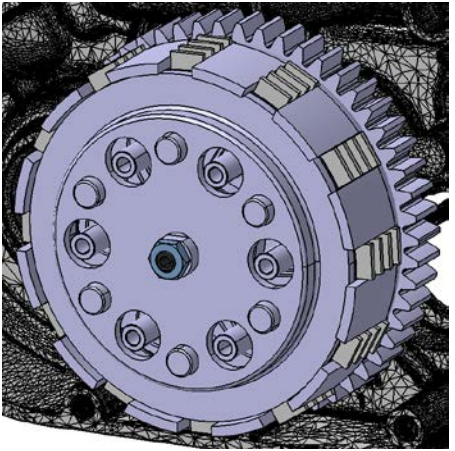
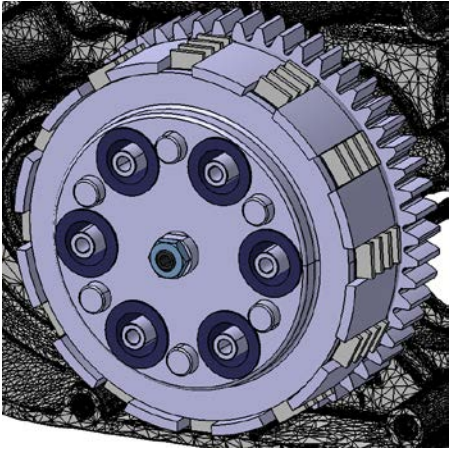
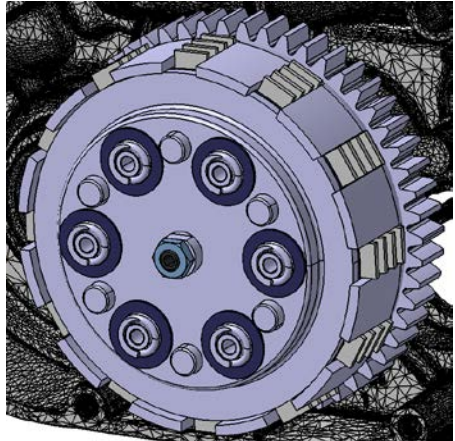
5 Vormontage der Kupplungsdruckplatte

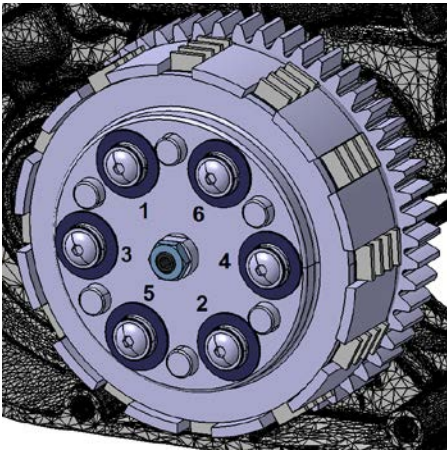
Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
4		Bestreichen Sie die Kontaktflächen mit Getriebeöl (21). Legen Sie eine Axial-lagerscheibe (17), den Axial-Nadelkranz (16) und danach wieder eine Axial-lagerscheibe (17) auf die Führung der Madenschraube (9).	☐
5		Stecken Sie die Führung der Madenschraube (9) in die Kupplungsdruckplatte (8). Schrauben Sie den Gewindestift ISK mit Kegelkuppe (13) in die Führung der Madenschraube (9). Kontern Sie die Sechskantmutter (14) handfest.	☐

6 Montage der Kupplung im Motorengehäuse

Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
6		Bestreichen Sie die Bundbuchsen mit Getriebeöl (21). Stecken Sie das vormontierte Zahnrad 2 auf die Kupplungswelle. Gleichen Sie gegebenenfalls den Abstand zu dem Kugellager mit Distanzscheiben 17x28 aus. Einbauspil: $\Leftrightarrow 0.3^{+0.1}$ mm	☐

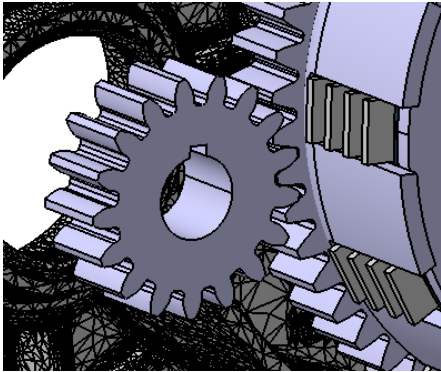
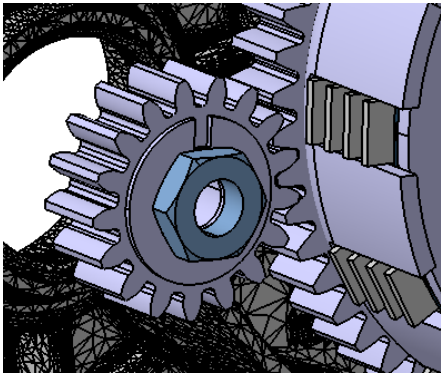
Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
7		Stecken Sie den Kuppungsmitnehmer (4) auf die Verzahnung der Kuppungswelle.	☐
8		Legen Sie das Sicherungsblech (10) mit der Zunge in die Bohrung. Ziehen Sie die Sechskantmutter (15) mit 25 Nm fest. Biegen Sie das Sicherungsblech 2-fach an die Sechskantmutter.	☐
9		Bestreichen Sie alle vier Reiblamellen mit Getriebeöl (21). Legen Sie eine Reiblamelle in den Kuppungskorb. Achten Sie dabei auf die richtige Führung durch die Nasen.	☐
10		Stecken Sie eine Reibscheibe (7) auf den Kuppungsmitnehmer (4). Die Reibscheibe (7) wird dabei in den Bohrungen durch die geschlossenen Bolzen geführt.	☐

Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
11		Legen Sie abwechselnd eine Reiblamelle und eine Reibscheibe (7) in das Kupplungspaket. Beenden Sie den Montageschritt, wenn 4 Reiblamellen verbaut sind.	☐
12		Stecken Sie die Kupplungsdruckplatte (8) auf den Kupplungsmitnehmer (4). Die Kupplungsdruckplatte (8) wird dabei in den Bohrungen durch die geschlossenen Bolzen geführt.	☐
13		Stecken Sie die 6 Federbecher (11) in die Kupplungsdruckplatte (8).	☐
14		Stecken Sie die 6 Druckfedern (18) in die Federbecher (11).	☐

Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
15		Ziehen Sie die 6 Linsenkopfschrauben (19) nach vorgegebener Reihenfolge mit 8,5 Nm fest.	☐

7 Montage des Antriebsritzel im Motorengehäuse

Anlage 4 Stückliste und Anlage 3 Zusammenbauzeichnung: Antriebsritzel

Schritt	Abbildung	Vorgehen	Check ☒
16		Stecken Sie das Zahnrad 1 Ritzel (1) auf die Kurbelwelle. Achten Sie dabei auf die Führung durch die Scheibenfeder. Montieren Sie gegebenenfalls eine neue Scheibenfeder 3x3,7-C45K DIN 6888 auf der Kurbelwelle, falls diese verschlissen ist.	☐
17		Legen Sie das Sicherungsblech (2) mit der Zunge in die Nut. Ziehen Sie die Sechskantmutter (3) mit 20 Nm fest. Biegen Sie das Sicherungsblech 2-fach an die Sechskantmutter.	☐

[55]

Die Demontage erfolgt in umgekehrter Reihenfolge.

7.1 Betriebshinweise

vor dem ersten Start

Nach der Montage der Lamellenkupplung und des Antriebsritzels wird eine Seitendeckeldichtung aufgelegt und der Kupplungsdeckel befestigt. In dem Kupplungsdeckel befindet sich eine schwarze Schraube, welche nach der Demontage in der Öffnung Platz bietet, um die Madenschraube in der Kupplungsdruckplatte zu verstellen.

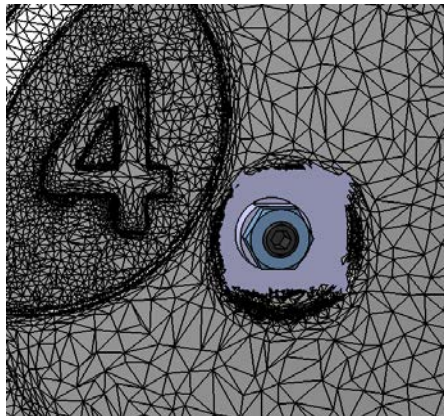


Bild 42: Einstellung der Kupplung [56]

Mit dem Verstellbereich der Madenschraube ist der Kupplungshebel am Motor so einzustellen, dass der Druckpunkt erreicht wird, wenn der Hebel rechtwinklig zur Anlagefläche des Seitendeckels steht. Anschließend ist die Sechskantmutter mit 10 Nm gegen die Führung der Madenschraube zu kontern. Das Bowdenzugspiel des Kupplungshebels am Lenker sollte 1 mm betragen. Vor Fahrtbeginn sind 0,4 Liter Getriebeöl durch die Öleinfüllschraube in das Getriebe zu geben. Empfohlen wird Simtunol Clutchmaster 75W-80.

Fahrbetrieb

Der Zahnradsatz soll 5 Stunden oder 300 km bei maximal 6000 1/min eingefahren werden. Danach sollte unbedingt ein Getriebeölwechsel stattfinden. Die Kupplung sollte möglichst kurz beim Anfahren, Anhalten und Schalten betätigt werden. Bei langen Standphasen, zum Beispiel an der Ampel, immer den Leerlauf einlegen.

Serviceintervall

Ein Getriebeölwechsel sollte aller 5000 km stattfinden. Die Einstellung des Kupplungshebels am Lenker und am Motor sind aller 1000 km zu kontrollieren.

8 Konstruktionskritik

Im Sinne der drei Grundprinzipien einer Konstruktion einfach, eindeutig und sicher, lassen sich für die Kupplung die Aspekte der Funktionserfüllung, der Sicherheit und der Wirtschaftlichkeit ableiten. Die konstruierte Lamellenkupplung erfüllt alle Bedingungen der Anforderungsliste und entspricht damit den Anforderungen für Kupplungen in dieser Fahrzeugkategorie.

Ein besonderes Augenmerk lag auf der Möglichkeit die Kupplung in das originale Motorengehäuse einzubauen, ohne dass daran Anpassungen gemacht werden müssen. Bei der Durchführung der Bauraumanalyse war die Positionierung einer Achse für die Führung der Lamellenkupplung auf der Kupplungswelle notwendig. Dabei war diese nicht perfekt konzentrisch, wodurch die Kupplung leicht verdreht in dem Motorgehäuse sitzt und die Sicherungsschraube M6 an dem Kupplungsseitendeckel anstößt. Wäre die Achse konzentrisch zur Kupplungswelle, dann würde es nicht zum Kontakt kommen.

Wie bereits in Kapitel 5.5 erwähnt, konnte die Innenverzahnung des Kupplungsmitnehmers nur an die Verzahnung der Kupplungswelle angepasst werden und nicht nach der Simson-Werksnorm ausgelegt werden. Die Zusammenbauzeichnung der Lamellenkupplung erzeugte leider Strichstärken in gewissen Bereichen, welche etwas ungünstig bei der Darstellung der Schnittansicht waren.

Bei dem Kupplungsmitnehmer wäre es aus Sicht der Produktionskosten sinnvoll, die Stehbolzen nicht aus einem großen Rohling zu fräsen, sondern die Stehbolzen zu schrauben. Somit wäre der Fertigungsaufwand geringer und der Materialeinsatz effizienter.

Der vorgegebene Achsabstand, die gewählten Zähnezahlen und der entsprechend gewählte Modul ergaben eine Nullverzahnung. Der gewählte Schrägungswinkel von 0° hebt die Axialkräfte auf und somit wäre es möglich Zylinderrollenlager in dem Motorengehäuse zu verwenden, wenn noch höhere Leistungen oder Drehzahlen erreicht werden sollen.

Die konstruierte Lamellenkupplung bietet die Möglichkeit auch eine höhere Motorleistung sicher zu übertragen. Dazu sind folgende Maßnahmen nötig. Die Reiblamellen und Reibscheiben könnten dünner ausgeführt werden, um fünf Reiblamellen und 4 Reibscheiben in dem Kupplungspaket einzubauen. Die Federbecher könnten in der Innenlänge kürzer ausgeführt werden, um die Vorspannkraft der

Federn und folglich die erzeugte Normalkraft zu erhöhen. Die letzte Möglichkeit wäre die Federn gegen Druckfedern mit einer höheren Federsteifigkeit auszutauschen.

Bei den letzten beiden Optionen würden die Betätigungskräfte ansteigen. Entgegenwirken könnte dabei der Einbau einer hydraulischen Kupplungsbetätigung. Diese benötigt dann einen Geberzylinder vor dem Kupplungshebel am Motorengehäuse. Somit würden die Reibkräfte in dem Bowdenzug eliminiert werden. Anderenfalls ist die Länge des Kupplungshebelarms zu erhöhen.

Mit einer höheren Leistung wäre dann wiederum eine Torsionsdämpfung in dem Kupplungsmitnehmer empfehlenswert. Weiterhin könnten die Gleitlager durch Nadelager ersetzt werden und deren Schmierung mit einer Bohrung in dem Zahnrad 1 des Getriebes und mit einer Bohrung in der Kupplungswelle in den Lagersitzen gewährleistet werden.

9 Zusammenfassung

Mit der Einführung der Führerscheinklasse AM 15 im Jahr 2013 in Sachsen, Sachsen-Anhalt, Thüringen, Brandenburg und Mecklenburg-Vorpommern, stieg die Nachfrage an den Kleinkrafträdern der Marke Simson sehr stark an. Der große Vorteil der Mopeds besteht vor allem in der maximal erlaubten Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h gegenüber den neuen Mopeds mit 45 km/h-Zulassung. Das Leistungspotential, welches der Grundmotor bietet, kann mit wenigen Umbauten deutlich ausgebaut werden. Um dann die Zweiräder noch legal im öffentlichen Straßenverkehr bewegen zu dürfen muss die Leistungssteigerung in den Fahrzeugschein eingetragen werden. Die Leistungssteigerung basiert auf Grundlage eines Gutachtens, welches die Möglichkeit bietet, mit einer Einzelabnahme durch den TÜV die Mehrleistung legal in den Fahrzeugschein einzutragen. Außerdem verlangt Erhöhung der Leistung eine Anpassung verschiedener Bauteile, um die Sicherheit weiterhin zu gewährleisten und die Haltbarkeit sicher zu stellen. Dazu gehört die Kupplung als wichtige Komponente des Antriebsstrangs, welche an die gestiegene Leistung angepasst werden muss. Das Ziel war es, eine Kupplung zu entwickeln, die die gestiegene Motorleistung sicher übertragen kann und den vorhandenen Bauraum im Motorengehäuse optimal ausnutzt. Zunächst wurden in der theoretischen Betrachtung die wichtigsten technischen Grundlagen untersucht, aktuelle technische Innovationen und zukünftige Entwicklungen herausgearbeitet.

In Vorbereitung für die Konstruktion wurde der Motor gründlich vermessen und alle nötigen Maße und Daten für die zu konstruierende Lamellenkupplung erhoben. Dazu zählte die Wahl des Reibbelages, die Anforderungen an die Kupplung und die Entwurfsrechnungen für die Verzahnung der Kupplung, einschließlich des Moduls, des Achsabstandes und der Profilverschiebung. Zunächst wurden zwei Kupplungsvarianten entworfen und nach VDI 2225 bewertet. Die Vorzugsvariante wurde dann als 3D-CAD-Modell mit Catia V5 erstellt. Dafür wurden das originale Motorgehäuse und der Kupplungsseitendeckel mit dem GOM Atos Core 300 gescannt. Das diente dazu, die in Catia konstruierten Bauteile auf die Maßgabe zu untersuchen, dass sie in den vorhandenen Bauraum ohne Änderungen am Motorengehäuse passen. Von dem ersten Entwurf zu der final konstruierten Lamellenkupplung ergaben sich kleine Abweichungen, welche aber nicht in der Funktion negativ zur Last fallen. Von dem finalen Datenstand wurden dann Zusammenbauzeichnungen mit dazugehörigen Stücklisten

und eine Montageanleitung erstellt. Abschließend wurde die Lamellenkupplung strukturell überprüft und die entstandene Konstruktion kritisch nach Ihrer Ausführung und Umsetzung begutachtet. Dabei wurde festgestellt, dass die konstruierte Kupplung den Vorgaben der Anforderungsliste gerecht wird und noch Möglichkeiten für eine weitere Optimierung bestehen.

Literaturverzeichnis

- [1] Technische Zeitschrift des Kraftfahrwesens. (9/1964). Star und Schwalbe Motor M53 KHL. In: Kraftfahrzeugtechnik. Technik-Verlag, Berlin. S. 335–338.
- [2] E. Werner. (2006). Simson-Fahrzeuge von der Wende bis zum Ende. MZA-Verlag, 1. Auflage. S. 17.
- [3] H. Liese. (o.J.). Simson Preise. [HTML dokument]. URL: <https://lassknattern.de/modelle-s50-s51/w-fragen-simson/simson-preise/> (Stand: 13.09.2023).
- [4] Bundesministerium für Digitales und Verkehr. (2023). [HTML dokument]. URL: <https://bmdv.bund.de/SharedDocs/DE/Artikel/StV/Strassenverkehr/modellversuch-moped-mit-15.html> (Stand: 18.09.2023).
- [5] M. Krauss. (2022). TÜV. [HTML dokument]. URL: <https://v2.racepowertuning.de/tuev> (Stand: 20.09.2023).
- [6] S. Winkelmann and H. Harmuth. (1985). Schaltbare Reibkupplungen: Grundlagen, Eigenschaften, Konstruktionen. Konstruktionsbücher. Springer Berlin Heidelberg.
- [7] LuK-Aftermarket Service oHG. (2004). LuK Kupplungs-Kurs Einführung in die Kupplungstechnik für Personenkraftwagen. [PDF Dokument] http://tgabathuler.ch/Kupplung/Dokumente/LUK_Pw.pdf (Stand: 18.08.2023).
- [8] R. Gscheidle. (2013). Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik. Haan-Gruiten, Verl. Europa Lehrmittel. 30. Auflage.
- [9] Weritz S. (2023). Fliehkraft-Kupplungen für Ihre Anwendung. [HTML Dokument]. <https://www.amsbeck-mt.de/fliehkraftkupplungen/> (Stand: 22.08.2023).
- [10] Suco. (o.J.). Antriebstechnik Fliehkraftkupplungen. 2. Auflage. [PDF Dokument]. https://www.bibus.at/fileadmin/product_data/suco/documents/SUCO_Antriebstechnik_2_Auflage.pdf. (Stand: 21.08.2023).
- [11] R. Gscheidle. (2020). Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik. Haan-Gruiten, Verl. Europa Lehrmittel. 31. Auflage 2019, korrigierter Nachdruck.
- [12] A. Vollmer. (2013). eClutch: elektronisch gesteuerte Kupplung. [HTML dokument]. <https://www.all-electronics.de/automotive-transportation/eclutch-elektronisch-gesteuerte-kupplung.html> (Stand: 20.09.2023).
- [13] Reinicke K. (2009). Funktion von Mitnehmerscheiben. [HTML Dokument]. <https://www.klaus-reinicke.de/mitnehmerscheiben.php>. (Stand: 20.08.2023).

- [14] Phoenix. (2017). Kupplungsreibungsmaterialien erklärt. [HTML Dokument]. <https://www.phoenixfriction.com/t-clutch-materials-explained.aspx>. (Stand: 20.08.2023).
- [15] VDI-Richtlinie 2241: Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und Bremsen (1976). In: Ortlinghaus (2004). Technische Grundlagen. [PDF Dokument]. http://ortlinghaus.at/pdf/prod_neu/de_techn_grundlagen.pdf (Stand: 24.07.2023).
- [16] Wiaterek, C. (2017). Reibbeläge. In: Breuer, B., Bill, K. (eds) Bremsenhandbuch. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden. 5.Auflage.
- [17] F. Hermann. (1997). Skripte zur Experimentalphysik Abteilung für Didaktik der Physik Universität. S.21. Karlsruhe 1.Auflage.
- [18] Rekluse. (2023). EXP Technology. [JPG dokument]. [https://blog.rekluse.com/hs-fs/hubfs/Rekluse/Tech/Everything%20About%20Auto%20Clutch/EXP%20Technology%20\(2\).jpg?width=1201&name=EXP%20Technology%20\(2\).jpg](https://blog.rekluse.com/hs-fs/hubfs/Rekluse/Tech/Everything%20About%20Auto%20Clutch/EXP%20Technology%20(2).jpg?width=1201&name=EXP%20Technology%20(2).jpg) (Stand: 14.09.2023).
- [19] J. Basher. (2020). [HTML dokument]. <https://blog.rekluse.com/rekluse-auto-clutch-everything-you-need-to-know> (Stand: 18.08.2023).
- [20] Statista Research Department. (14.09.2023). Anzahl zugelassener Pkw in Deutschland von 1960 bis 2023. [HTML dokument]. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/12131/umfrage/pkw-bestand-in-deutschland/> (Stand: 18.08.2023).
- [21] Statista Research Department. (14.09.2023). Anzahl zugelassener Pkw in Deutschland von 1960 bis 2023. [PNG dokument]. <https://cdn.statcdn.com/Statistic/10000/12131-blank-355.png> (Stand: 18.09.2023).
- [22] Statista Research Department. (29.08.2023). Anteil ausgewählter Kraftstoffarten an den Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland von 2012 bis 2022. [HTML dokument]. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/699301/umfrage/anteil-von-kraftstoffarten-an-neuzulassungen-von-pkw-in-deutschland/> (Stand: 18.08.2023).
- [23] Statista Research Department. (29.08.2023). Anteil ausgewählter Kraftstoffarten an den Neuzulassungen von Personenkraftwagen in Deutschland von 2012 bis 2022. [PNG dokument]. <https://cdn.statcdn.com/Statistic/695000/699301-blank-355.png> (Stand: 18.08.2023).
- [24] Statista Research Department. (29.08.2023). Anzahl der Personenkraftwagen in Deutschland nach Kraftstoffarten von 2017 bis 2023 [HTML dokument].

- <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/4270/umfrage/pkw-bestand-in-deutschland-nach-kraftstoffarten/> (Stand: 17.08.2023).
- [25] Statista Research Department. (14.09.2023). Anzahl zugelassener Pkw in Deutschland von 1960 bis 2023. [HTML dokument].
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/12131/umfrage/pkw-bestand-in-deutschland/> (Stand: 18.08.2023).
- [26] Statista Research Department. (14.09.2023). Anzahl zugelassener Pkw in Deutschland von 1960 bis 2023. [PNG dokument].
<https://cdn.statcdn.com/Statistic/195000/199228-blank-754.png> (Stand: 18.08.2023).
- [27] Statista Research Department. (24.05.2023). Anzahl der Neuzulassungen von Krafträdern nach Antriebsarten in Deutschland von 2012 bis 2022. [HTML dokument].
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/468885/umfrage/neu-zugelassene-motorraeder-nach-antriebsart-in-deutschland/> (Stand: 18.08.2023).
- [28] Statista Research Department. (24.05.2023). Anzahl der Neuzulassungen von Krafträdern nach Antriebsarten in Deutschland von 2012 bis 2022. [PNG dokument].
<https://cdn.statcdn.com/Statistic/465000/468885-blank-355.png> (Stand: 18.08.2023).
- [29] Statista Research Department. (23.05.2023). Anzahl der Krafträder in Deutschland nach Kraftstoffarten in den Jahren 2021 bis 2023. [HTML dokument].
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/468850/umfrage/kraftrad-bestand-in-deutschland-nach-kraftstoffarten/> (Stand: 20.09.2023)
- [30] T. Kroher und T. Paulsen. (29.03.2023). Euro-7-Abgasnorm: Die geplante Reform im ADAC Check. [HTML dokument]. <https://www.adac.de/rund-ums-fahrzeug/autokatalog/abgasnormen/euro-7/> (Stand: 20.09.2023).
- [31] H. Steinacker. (10.11. 2022). Mercedes OM 654M. Power Diesel mit integriertem Startergenerator ISG und sein Urahn der OM 615 D22. [PNG dokument].
<https://sterne-blog.de/wp-content/uploads/2022/11/80-Jahre-4-Zylinder-Premium-Dieselmotoren-von-Mercedes-Benz-933x1024.png> (Stand: 20.09.2023).
- [32] Statista Research Department. (12.04.2023). Prognostizierter Absatz von Personenkraftwagen weltweit nach Antrieb von 2021 bis 2040. [HTML dokument].
<https://de.statista.com/statistik/daten/studie/1244924/umfrage/pkw-absatz-weltweit-nach-antrieb/> (Stand: 18.08.2023).
- [33] Statista Research Department. (12.04.2023). Prognostizierter Absatz von Personenkraftwagen weltweit nach Antrieb von 2021 bis 2040. [PNG dokument]

- <https://cdn.statcdn.com/Statistic/1240000/1244924-blank-355.png>. (Stand: 18.08.2023).
- [34] E. Werner. (1998). Ratgeber Kleinkraftad. - 1.Aufl. Berlin : Transpress. S.13-15.
- [35] o.A. (01.03.1986). Reparaturanleitung für Simson-Zweiradfahrzeuge S51, S70 und SR50, SR 80. VEB Fachbuchverlag Leipzig. S. 9-10.
- [36] F. Rönike. (2000). Schwalbe & Co Simson Kleinkraftäder und -roller 1955–1991. 2. Auflage. Stuttgart. S. 93–94.
- [37] o.A. (01.03.1986). Reparaturanleitung für Simson-Zweiradfahrzeuge S51, S70 und SR50, SR 80. VEB Fachbuchverlag Leipzig. S. 17.
- [38] T. Maul. (31.08.2023). Eintragung von Leistungssteigerung und technischen Änderungen an Simson Fahrzeugen. [HTML dokument].
<https://www.motorenservicemaul.de/tuev> (Stand: 20.09.2023).
- [39] M. Richter, J. Opitz. (o.J.). Zylinderkit ZT60N Stage 1 .[JPG dokument].
<https://zt-tuning.de/media/image/product/27101/lg/zylinderkit-zt60n-stage-1~2.jpg>
 (Stand: 20.09.2023).
- [40] M. Richter, J. Opitz. (o.J.). Zylinderkit ZT60N Stage 1 .[HTML dokument].
<https://zt-tuning.de/Zylinderkit-ZT60N-Stage-1> (Stand:20.09.2023).
- [41] H. Hilbrands. (o.J.). Kupplung. [HTML dokument].
<https://www.schwalbennest.de/simson/wiki/index.php?title=Kupplung>
 (Stand:05.08.2023).
- [42] Escom Srl. (o.J.). Technische Daten. [HTML dokument].
<https://www.escombrakes.de/technische-daten/> (Stand:19.09.2023).
- [43] Eigene Darstellung.
- [44] T. Langer. (2009). Leistungsmessung für unterwegs. [HTML dokument]
<https://www.simsonforum.net/thread/34259-leistungsmessung-f%C3%BCr-unterwegs-jetzt-ohne-lima-s-19/> (Stand:16.09.2023).
- [45] GOM GmbH. (2017) Bauteilscan mit GOM Atos Core. S.3, S. 9.
- [46] Eigene Darstellung.
- [47] Eigene Darstellung.
- [48] Eigene Darstellung.
- [49] Eigene Darstellung.
- [50] DIN 3990. (1987). Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern; Berechnung der Fresstragfähigkeit in DIN 3990-4. Berlin, Beuth.

[51] TGL 15008 12/1969 Verzahnungen. Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Außenverzahnung. Richtlinien

[52] Eigene Darstellung.

[53] Eigene Darstellung.

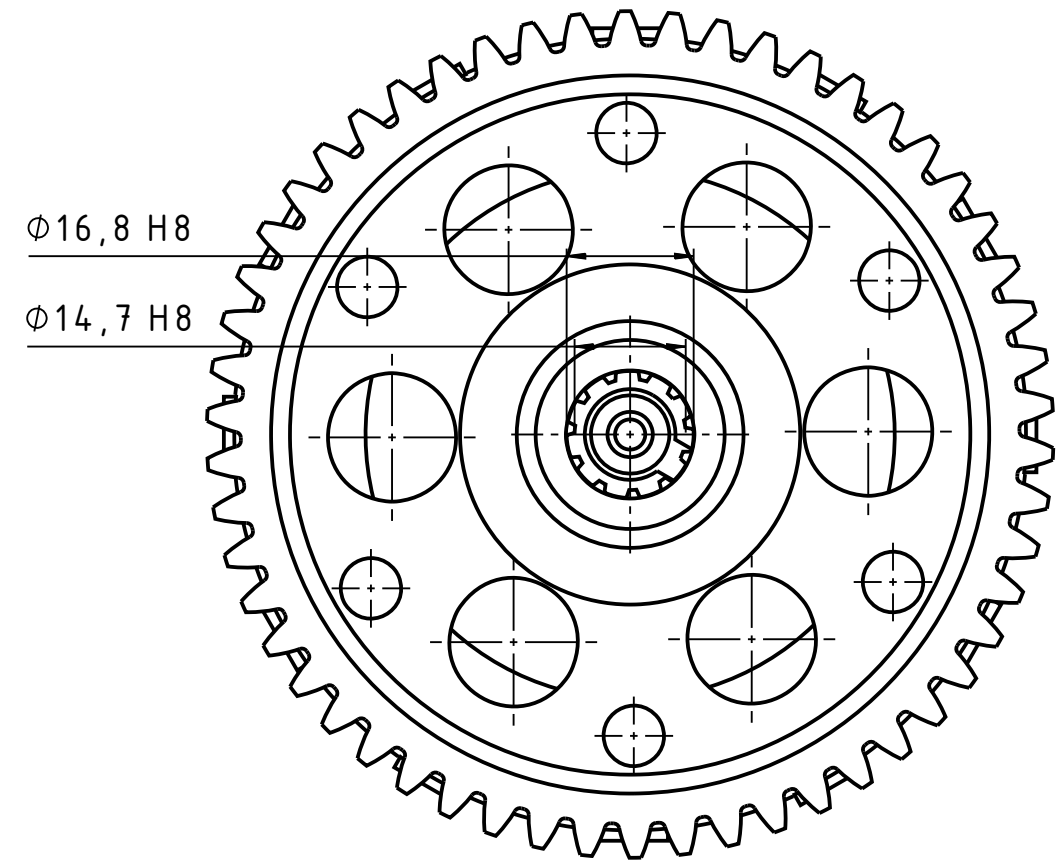
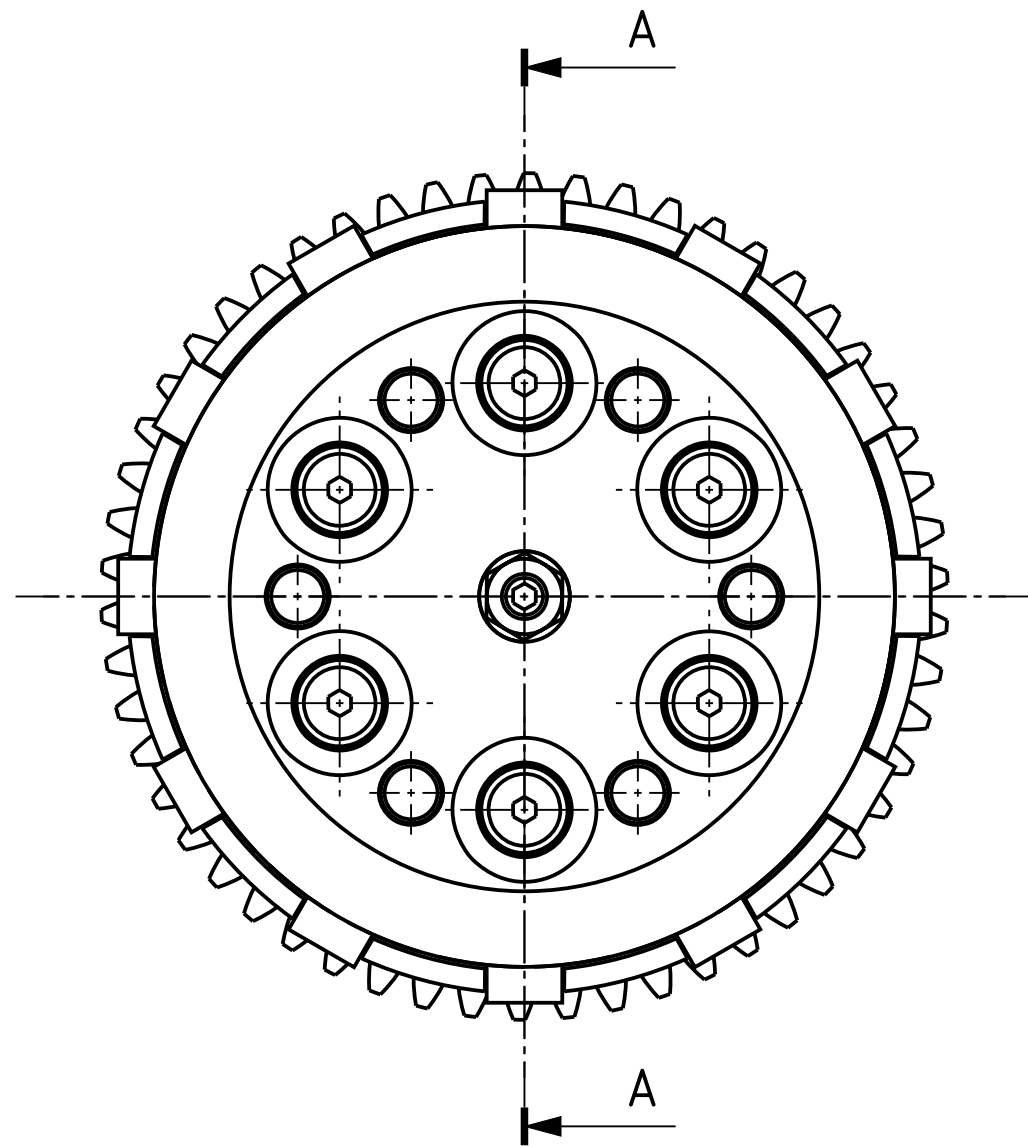
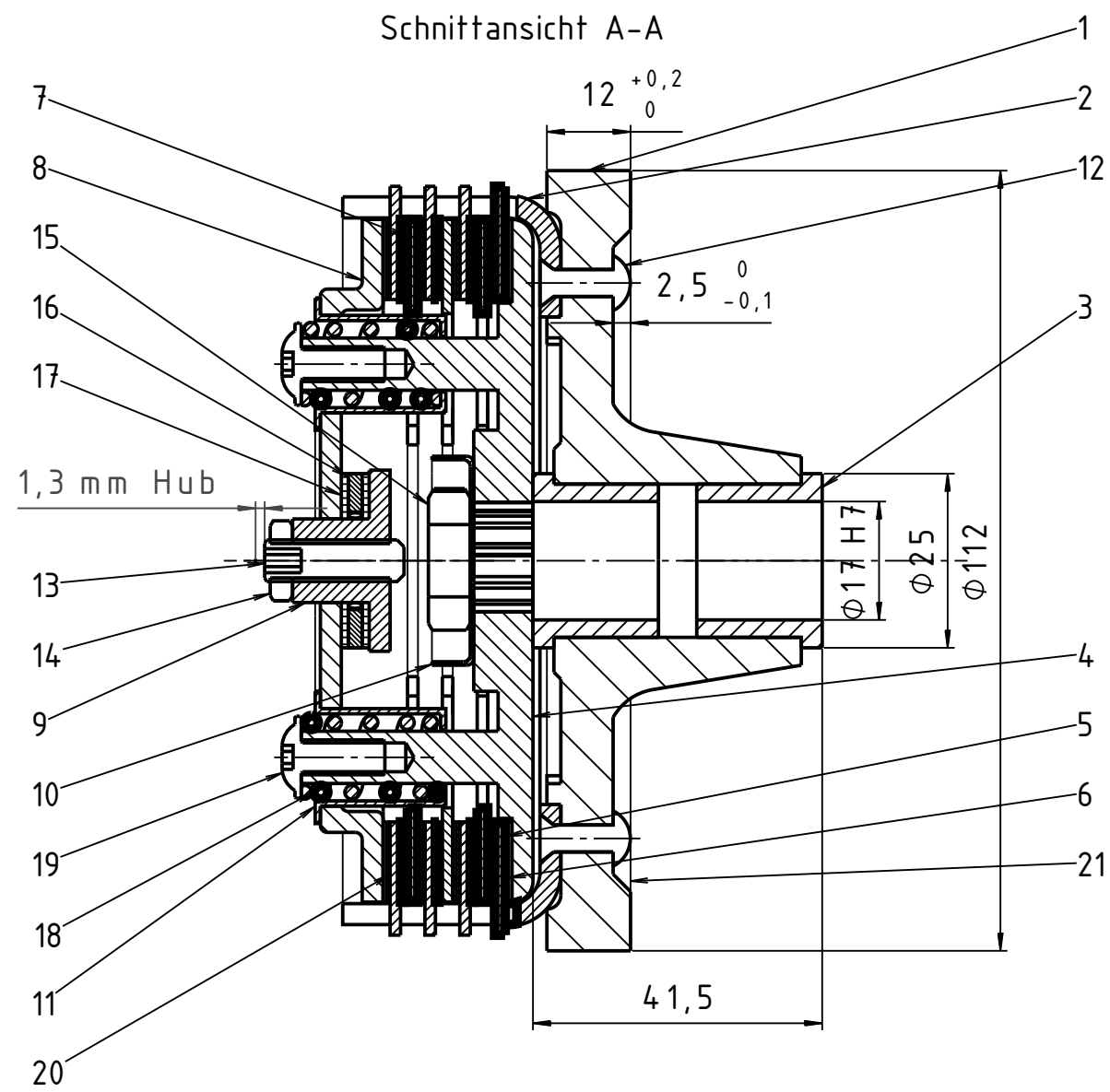
[54] o.A. (2018). Druckfedern. [HTML dokument].

https://webshop.alcomex.de/druckfedern?dm=8-10&draaddikte=1.5-2&id=4&p=2&product_list_dir=desc&product_list_order=draaddikte (20.09.2023).

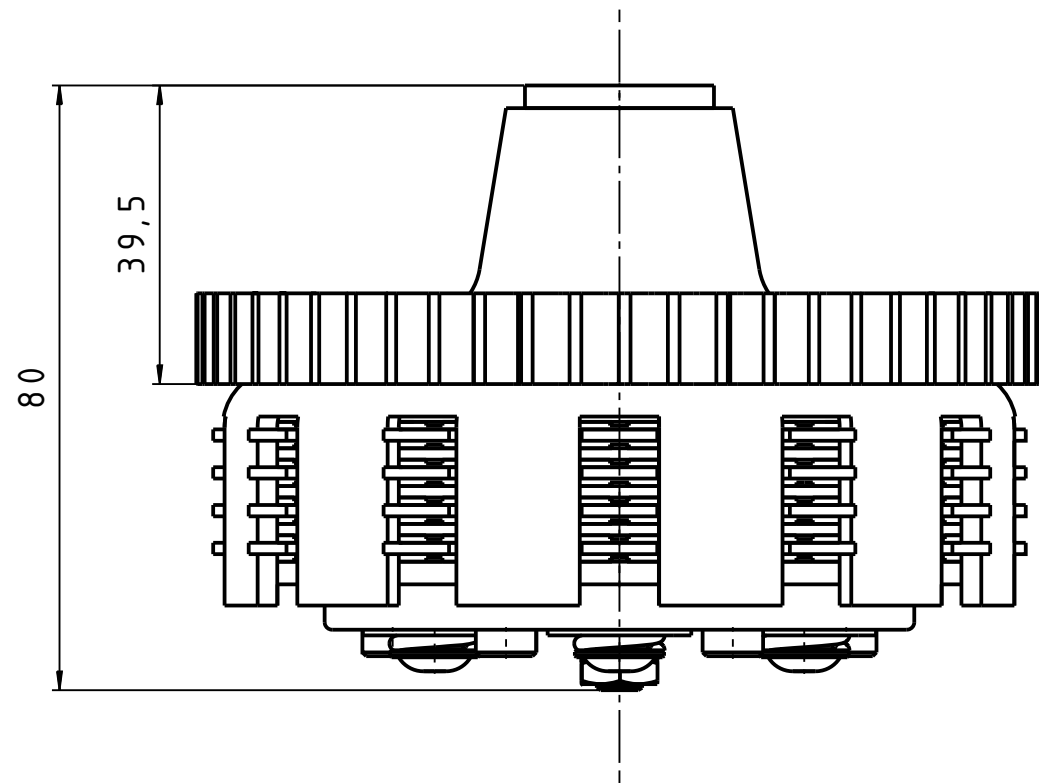
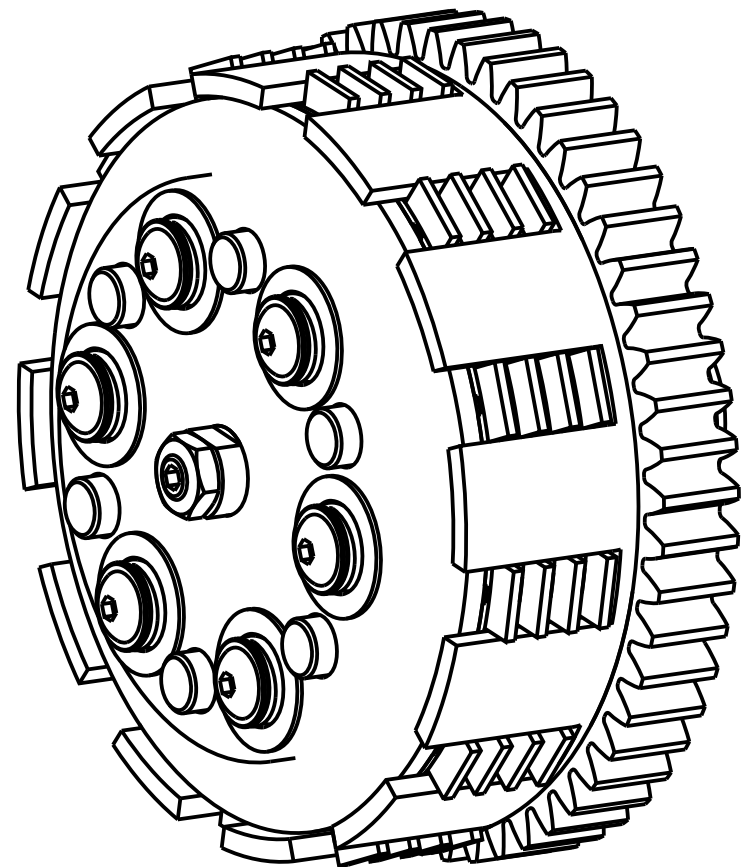
[55] Eigene Darstellung. Seite 54 bis 58.

[56] Eigene Darstellung.

Passmaß	Abmaß
Ø14,7H8	+0,027 +0,000
Ø16,8H8	+0,027 +0,000
Ø17H7	+0,018 +0,000



Isometrische Ansicht



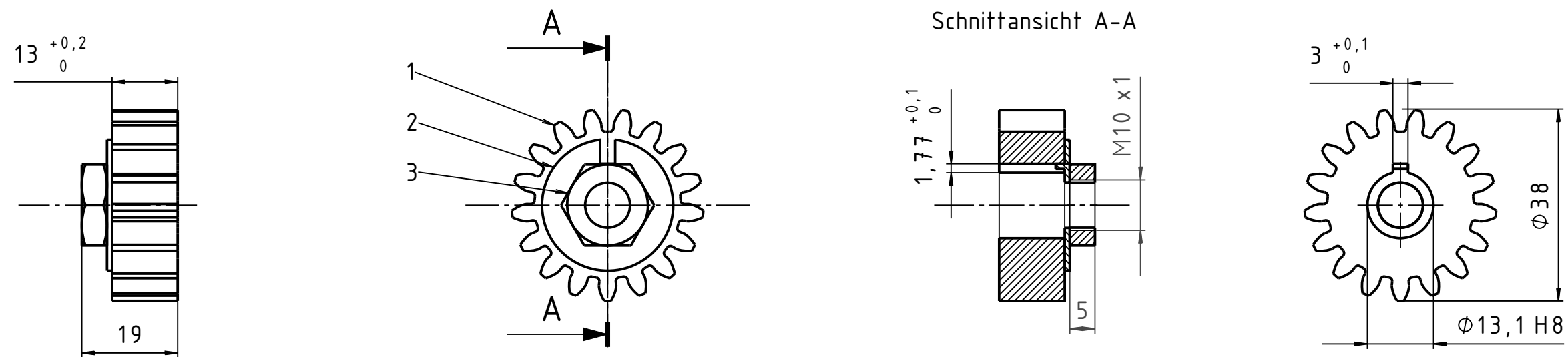
Technische Daten:
Drehmoment: $M = 26,65 \text{ Nm}$ bei 2597,2 U/min
Ausrückkraft: $F_{nerf} = 1675,65 \text{ N}$

Montagehinweise:
Lüftweg: 1,3 mm
Anzugsmomente:
M5x12 10.9 8,5 Nm
M6x1 8.8 10 Nm
M12x1.5 8.8 25 Nm
Anzugsreihenfolge: diagonal

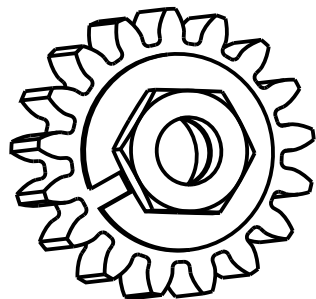
Tolerierung ISO 8015				Allgemein- toleranz ISO 2768-mK		Werkstück- kanten DIN ISO 13715		Maßstab	1:1	Masse	1,704 kg
					Datum		Name	Lamellenkupplung			
				Bearb.	11.09.2023		S.Blaschke				
				Gepr.							
				Norm							
							CATIA V5-6R2016	16 2351 02801 - 1000 (2)			
								Blatt 1 1 Bl.			
Zust.	Änderung			Datum	Name	Dateiname					

[illegible]

Passmaß	Abmaß
Ø13,1H8	+0,027 +0,000



Isometrische Ansicht



Technische Daten:
Drehmoment: M = 8,3 Nm bei 8250 U/min

Anzugsmoment: M10x1 8.8 20 Nm

Tolerierung ISO 8015				Allgemein- toleranz		Werkstück- kanten		Maßstab 1:1		Masse 0,086 kg	
				ISO 2768-mK		DIN ISO 13715					
					Datum	Name		Antriebsritzel			
				Bearb.	11.09.2023	S.Blaschke					
				Gepr.							
				Norm							
				CATIA V5-6R2016							
				 WHZ University of Applied Sciences		16 2351 02801 - 2000 (3)					
Zust.	Änderung		Datum	Name	Dateiname					Blatt 1 1 Bl.	

[illegible]

					Datum	Name		Antriebsritzel	
				Bearb	12.09.2023	S.Blaschke			
				Gepr.					
				Norm					
				CATIA V5-6R2016					
				 WHZ University of Applied Sciences		16 2351 02801 - 2000 (St)		Blatt 1	
								1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Dateiname					

Selbstständigkeitserklärung

Ich versichere, dass ich die Arbeit selbstständig angefertigt und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder sinngemäß aus anderen Quellen übernommene Textstellen, Bilder, Tabellen u. a. sind unter Angabe der Herkunft kenntlich gemacht.

Weiterhin versichere ich, dass diese Arbeit noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt wurde.

Zwickau, 25.09.2023

Simon Blaschke