



Karl Aufderklamm BSc.

**CAD-basierte Aufbereitung von
Bremscheiben-Geometrien
für eine effiziente Hexaeder-Vernetzung**

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr. techn. Mario Hirz

Dipl.-Ing. Severin Stadler

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik

Member of the Frank Stronach Institute

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Fischer



PORSCHE



Sperrvermerk

Die vorliegende Abschlussarbeit enthält zum Teil Informationen, die nicht für die Öffentlichkeit bestimmt sind. Alle Rechte an der Abschlussarbeit einschließlich der Verbreitung auf elektronischen Medien liegen bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG.

Abweichend hiervon darf der Inhalt der Abschlussarbeit während einer Sperrzeit von 4 Jahren ab dem Abgabedatum nur mit der ausdrücklichen schriftlichen Genehmigung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG an Dritte weitergegeben werden. Nach Ablauf der Sperrzeit ist diese Genehmigung nicht mehr erforderlich.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich ganz besonders bei meiner Freundin und meiner Tochter für die Unterstützung und das Verständnis bedanken, ohne die mein Studium nicht möglich gewesen wäre.

Des Weiteren möchte ich mich bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG in Weissach bedanken, ohne die diese interessante und lehrreiche Masterarbeit nicht möglich gewesen wäre. Im Speziellen möchte ich mich dabei auch bei meinem Betreuer Herrn Dr. Daniel Wallner bedanken, der mich immer mit seinem Wissen und den nötigen Kontakten versorgt hat. Stellvertretend für die Konstrukteure der Abteilung Entwicklung Fahrwerk Bremsen möchte ich mich bei Herrn Adrian Loos, BSc. bedanken, der mich in allen konstruktiven Belangen unterstützt hat.

Mein Dank gilt auch Herrn Dr. Ondrej Jakubsky und seinem Team bei der Porsche Engineering Services s.r.o. in Prag, die mich bei meinem einwöchigen Aufenthalt tatkräftig bei der Ausarbeitung der Maßnahmen zur Geometriaufbereitung unterstützt haben.

Außerdem möchte ich mich bei meinen Betreuern am Institut für Fahrzeugtechnik an der TU Graz, Herrn Dr. Mario Hirz und Herrn Dipl.-Ing. Severin Stadler, bedanken die mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen und bei allen Mitarbeitern des Instituts für das ausgezeichnete und freundliche Klima während meiner Masterarbeit.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Kurzfassung

Durch die, aufgrund der steigenden Antriebsleistungen, immer höher werdenden erreichbaren Geschwindigkeiten und die, bedingt durch Komfort und Fahrzeugsicherheit, zunehmenden Gesamtmassen von Kraftfahrzeugen steigen auch die Anforderungen bei der Entwicklung einer Bremsanlage. Speziell im Sportwagen- und Oberklassensegment steht dabei neben der Bremsleistung und Leichtbau auch die Auslegung hinsichtlich Bremsgeräusche im Vordergrund, da an diese Fahrzeugkategorie besonders hohe Komfortansprüche seitens der Kunden gestellt werden. Eine weitere Herausforderung, die es in der Automobilindustrie zu bewältigen gilt, sind die immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten von Kraftfahrzeugen. Daraus folgt, dass eine Vielzahl an Bremssystemvarianten innerhalb kürzester Zeiten konstruiert und evaluiert werden muss, um die gestellten Anforderungen bestmöglich zu erreichen. Die Bremsscheibe ist dabei ein zentrales Element in der Entwicklung, sie muss durch die, in diesem Segment, hohen Bremsleistungen auch auf die entsprechende Kühlung z.B. in Form von Innenbelüftung ausgelegt werden. Jedoch genau die bei der innenbelüfteten Bremsscheibe verwendeten Kühlrippen ermöglichen auch einen großen Freiraum hinsichtlich der Geräuschauslegung, da mit diesen Rippen die Steifigkeit und damit die Eigenfrequenzen der Bremsscheibe wesentlich beeinflusst werden können.

Die Masterarbeit zielt dabei genau auf die Problematik der virtuellen Erstellung und Evaluierung dieser Bremsscheibenvarianten ab. Es wurde sowohl der entstehende konstruktive Aufwand als auch der bei der Berechnung entstehende Aufwand der Geometriaufbereitung betrachtet. Daher wird einerseits der Konstruktionsprozess von verschiedenen Bremsscheibentypen durch speziell entwickelte hochparametrisierte 3D-CAD Modelle in Verbindung mit wissensbasierten Werkzeugen, zur schnellen und effizienten Varianten-Erzeugung, unterstützt. Dies wird ermöglicht durch eine gezielte Verknüpfung der Geometrie mit Parametern, um das CAD-Modell flexibel und einfach änderbar zu gestalten. Dabei wurden aufgrund der großen Unterschiede separate Modelle für die einzelnen Bremsscheibentypen erstellt. Die Werkzeuge zur Variantenerzeugung wurden durch den Einsatz wissensbasierter Konstruktionsmethoden in Kombination mit parametrisch-assoziativen CAD-Systemen entwickelt. Andererseits fokussiert die Masterarbeit auf die Schnittstelle zwischen Konstruktion und Simulation. Hier gilt es vor allem den, für die Simulation notwendigen, Präprozessing-Aufwand zu minimieren. Dabei wird gezielt auf die Anforderungen des nachfolgenden manuellen Vernetzungsprozesses mit finiten Hexaeder-Elementen eingegangen.

Die Masterarbeit zeigt dabei anhand des Beispiels der virtuellen Entwicklung einer Bremsscheibe auf, welche Möglichkeiten der Einsatz wissensbasierter Konstruktionsmethoden in Kombination mit parametrisch-assoziativen CAD-Systemen mit sich bringt. Zusätzlich zeigt die Masterarbeit welche Potenziale eine effektive Interoperabilität zwischen CAD und CAE Systemen in der Prozesskette birgt.

Abstract

The rising development requirements of brake systems of automotive vehicles are mainly caused by the higher velocities due to the higher powertrain performance, the higher vehicle masses, the higher comfort and vehicle safety. Especially in the sports car and upper class segment the dimensioning according to the brake noise is a main part besides the dimensioning according to brake performance and weight. The reason therefore is the particularly high comfort requirements of customers to these automotive segments. Another challenge of the automotive industry is that the vehicle development cycles are ever getting shorter. It follows that vast amount of brake system variants has to be designed and simulated in a very short period to get the optimum solution for the given requirements. Therefore the brake disk represents a central piece of development. For the development the cooling has to be taken into account for example in form of ventilated brake disks because of the high brake performance in this vehicle segments. However these cooling ribs of the ventilated brake disk give a large scope for noise design because with these ribs the overall stiffness and therewith the eigenfrequencies can be essentially influenced.

The present master thesis aims on the challenges of creating and evaluating these virtual brake disk variants. Both the design effort and the geometry preparation effort for the simulation are taken into account. On one hand by supporting the design process for different brake disk types with specially developed high parameterized 3D-CAD models in combination with knowledge based tools for fast and efficient variant creation. This is possible by the specific connection of geometries with parameters for a high flexibility and an easy to change CAD model. Caused by the essential differences between the brake disk types different models are created for each type. The tools for the variant creation are developed by the use of knowledge based design methods together with parametric associative CAD systems. On the other hand this master thesis takes into account the interface between design and simulation. This includes the minimization of the geometry preparation effort which was previously done within the preprocessor. This is done according to the requirements of the subsequent performed manual hexahedron meshing process.

The present master thesis exemplarily shows the possibilities of using knowledge based design methods in combination with parametric-associative CAD-systems by the example of virtual brake disk development. In addition the thesis shows the potential of an effective interoperability between the applied CAD and CAE systems within the process.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Zielsetzung	3
1.2	Aufgabenstellung	3
1.3	Aufbau der Masterarbeit	4
2	Kraftfahrzeugbremse	5
2.1	Grundlagen	6
2.1.1	Physikalische Grundlagen	7
2.1.2	Arten und Aufbau von Bremsanlagen	11
2.2	Komponenten von Bremsanlagen	13
2.2.1	Bremsscheibe	16
2.2.2	Bremssattel	19
2.2.2.1	Festsattel	20
2.2.2.2	Rahmensattel	21
2.2.2.3	Faustsattel	21
2.2.2.4	Faustsattel Neu	22
2.2.2.5	Fauststrahmensattel FNR	23
2.2.2.6	Kombinierter Faustsattel	23
2.2.3	Bremsbelag	24
2.3	Anforderungen	24
2.3.1	Vibrationen	25
2.3.2	Geräusche	26
2.4	Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen	28
2.4.1	Bremssystem Auslegung	28
2.4.2	Simulation von Bremssystemen	29
2.4.2.1	Systemauslegung	30
2.4.2.2	Analyse der Bremssystemkomponenten	31
2.4.2.3	Gesamtsystem-Simulation	35
3	Computerunterstützte Methoden (CAx) in der Bremsakustik-Entwicklung	37
3.1	Computer Aided Design (CAD)	39
3.1.1	2D-Geometrieelemente	39
3.1.1.1	Bezier-Kurven	41
3.1.1.2	Basis-Spline-Kurven (B-Spline-Kurven)	42
3.1.1.3	Nicht uniforme rationale B-Spline-Kurven (NURBS)	43
3.1.1.4	Freiformflächen	44
3.1.2	3D-Geometrieelemente	45
3.1.3	Geometrische Darstellung	46
3.1.3.1	Kantenmodell	47
3.1.3.2	Flächenmodell	48
3.1.3.3	Volumenmodell	48
3.1.3.4	Atom- oder Zellenmodell	50
3.1.4	Parametrische-assoziative Konstruktion	51
3.1.4.1	Parameterarten	53
3.1.4.2	Beziehungsarten	53

3.1.5	Wissensbasierte Konstruktion und Automatisierung	53
3.2	Computer Aided Engineering (CAE)	55
3.2.1	Methode der finiten Elemente	55
3.2.2	Dynamik und Akustik	60
4	Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien	62
4.1	Erstellung 3D-CAD Modell	65
4.1.1	Konstruktive Anforderungen	65
4.1.2	Aufbau des 3D-CAD Modells	70
4.1.2.1	Parameter	72
4.1.2.2	Relations	72
4.1.2.3	Referenzebenen	73
4.1.2.4	Reibring	73
4.1.2.5	Topf	74
4.1.2.6	Rippen	75
4.1.2.7	Perforationsbohrungen	77
4.1.2.8	Ausnehmungen	78
4.1.2.9	Bohrungszonen	79
4.1.2.10	Nuten	80
4.1.2.11	Hauptkörper	81
4.1.2.12	CAE-Features	82
4.2	Geometriaufbereitung für CAE	82
4.2.1	Anforderungen der Vernetzung	83
4.2.2	Implementierte Lösungsansätze	84
4.2.2.1	Drehachse	85
4.2.2.2	Defeaturing	86
4.2.2.3	Segment	86
4.2.2.4	Flanschsegment	87
4.2.2.5	Medianschnitt am Topf	87
4.2.2.6	Rippen als eigene Körper	88
4.2.2.7	Projektion der Rippen auf den Reibring	88
4.2.2.8	Schnitte/Layer	89
4.2.2.9	Verbinden der Layer mit der Rippe	90
4.2.2.10	Vordiskretisierung der Ausnehmungen	90
4.2.2.11	Rundung der Ausnehmung	91
4.2.2.12	Bohrungszonen	91
4.3	Wissensbasierte Werkzeuge zur effizienten CAD-CAE Interaktion	92
4.3.1	Konstruktionswerkzeug	94
4.3.2	Werkzeug zur Geometriaufbereitung	96
5	Zusammenfassung und Ausblick	97
	Literaturverzeichnis	99
	Abbildungsverzeichnis	101
	Tabellenverzeichnis	104

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
AMS	Auto Motor und Sport (Zeitschrift)
ASR	Antriebsschlupfregelung
ATE	Alfred Teves
BBA	Betriebs-Bremsanlage
B-Rep	Boundary Representation
B-Spline	Basis-Spline
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAX	Computer Aided x
CFD	Computational Fluid Dynamics
CSG	Constructive Solid Geometry
DBA	Dauer-Bremsanlage
ECU	Engine Control Unit
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FBA	Feststell-Bremsanlage
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
FN	Faustsattel Neu
FNc	Faustsattel Neu Kombisattel
FNR	Faustsattel Neu Rahmensattel
GG	Grauguss
GJS	Gusseisen mit Kugelgrafit, Sphäroguss
GSD	Generative Shape Design
HBA	Hilfs-Bremsanlage
HiL	Hardware in the Loop
HMI	Human Machine Interface
IAA	Internationale Automobil Ausstellung
IGES	Initial Graphics Exchange Specification
KBE	Knowledge Based Engineering
KEA	Komplexe Eigenwert Analyse
NC	Numerical Control
NVH	Noise, Vibration, Harshness
PID	Property ID (Identification)
Pkw	Personenkraftwagen
STEP	Standard for the Exchange of Product model data
VBA	Visual Basic for Applications

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

\ddot{x}_B	[m/s ²]	mittlere Bremsverzögerung
$\hat{\mathbf{u}}$	[m/s]	Vektor der Knotengeschwindigkeiten
$\ddot{\mathbf{u}}$	[m/s ²]	Vektor der Knotenbeschleunigungen
$N_i^k(t)$	[-]	Normierte B-Spline-Funktion
\bar{a}	[m/s ²]	Mittlere Bremsverzögerung
$\hat{\mathbf{u}}$	[m]	Vektor der Knotenverschiebungen
A	[m ²]	Fläche
A_{HZ}	[m ²]	Hauptzylinderfläche
A_{RZ}	[m ²]	Radzylinderfläche
b_i	[-]	Bernsteinpolynom
\mathbf{C}	[kg/s]	Dämpfungsmatrix
\mathbf{C}^*	[-]	Innere Übersetzung, Bremsenkennwert
\mathbf{D}	[-]	Differentialoperator
E	[N/m ²]	Elastizitätsmodul
F	[N]	Kraft
\mathbf{f}	[N/m ³]	Vektor der Volumskräfte
$F_{B,U}$	[N]	Umfangs-/Reibkraft
F_{Ped}	[N]	Pedalkraft, Fußkraft
F_{Sp}	[N]	Spannkraft (Radbremszylinder)
f_x	[N/m ³]	Volumskraft in x-Richtung
f_y	[N/m ³]	Volumskraft in y-Richtung
G	[N/m ²]	Schubmodul
h	[m]	Dicke des Schalenelements
$i_{\ddot{a}}$	[-]	Äußere Übersetzung
i_{Ped}	[-]	Pedalübersetzung
i_{Vs}	[-]	Bremskraftverstärkung
J_y	[mm ⁴]	Flächenträgheitsmoment
k	[-]	Ordnung der B-Spline-Basis
\mathbf{K}	[N/m]	Steifigkeitsmatrix
L	[mm]	Länge
\mathbf{M}	[kg]	Massenmatrix
n	[-]	Polynomgrad
n	[-]	Anzahl der Bremsen
\mathbf{P}	[m]	Stützpunktmatrix
p	[Pa]	Druck, hydraulischer Druck
\mathbf{p}_i	[m]	Stützpunktvektoren
r_{dyn}	[m]	Dynamischer Reifenradius
r_{wirk}	[m]	Wirkradius der Reibkraft
s	[m]	Bremsweg
s_{Ped}	[m]	Pedalweg
s_{Sp}	[m]	Spannweg
T	[°C]	Temperatur
t_a	[s]	Ansprechzeit der Bremse

t_{Bet}	[s]	Betätigungszeit
t_h	[s]	Schreckzeit
$t_{\text{Ped,sch}}$	[s]	Anschwellzeit der Fußkraft
t_r	[s]	Reaktionszeit
t_{sch}	[s]	Schwelldauer
t_v	[s]	Vollbremszeit
t_w	[s]	Wahrnehmungszeit
u	[m]	Verschiebung in x-Richtung
$\mathbf{u}(x,y)$	[m]	Verschiebungsvektor
v	[m/s]	Geschwindigkeit
v	[m]	Verschiebung in y-Richtung
v_0	[m/s]	Anfangsgeschwindigkeit
w_i	[-]	Gewichtsfaktor
x	[m]	x-Richtung, Koordinate in x-Richtung
$x(t)$	[m]	x-Koordinate in Abhängigkeit vom Kurvenparameter t
$\mathbf{X}(t)$	[m]	Ortsvektor zum Punkt $P(t)$
y	[m]	y-Richtung, Koordinate in y-Richtung
$y(t)$	[m]	y-Koordinate in Abhängigkeit vom Kurvenparameter t
z	[m]	z-Richtung, Koordinate in z-Richtung
$z(t)$	[m]	z-Koordinate in Abhängigkeit vom Kurvenparameter t

Griechische Zeichen

μ	[-]	Reibungskoeffizient (Bremsbelag)
γ_{ij}	[-]	Schubkomponenten des Verzerrungsvektors
$\boldsymbol{\varepsilon}$	[-]	Verzerrungstensor
ε_{ij}	[-]	Komponenten des Verzerrungsvektors
η_{Bet}	[-]	Wirkungsgrad der Bremsbetätigung
η_{RZ}	[-]	Wirkungsgrad des Radbremszylinders
ν	[-]	Querkontraktionszahl
$\boldsymbol{\sigma}$	[N/mm ²]	Spannungstensor
σ_{ij}	[N/mm ²]	Spannungskomponenten

(siehe Abbildung 1.2, rechts), zusätzlich für eine verbesserte Wärmeabfuhr um die geforderten hohen Bremsleistungen erreichen zu können. Die Geometrie der Bremsscheibe kann also sowohl durch die äußeren Abmaße als auch durch die Form und Anordnung der Rippen variiert werden.



Abbildung 1.2: Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Powerdisk (rechts) [3]

Die Entwicklung einer innenbelüfteten Bremsscheibe hinsichtlich Bremsgeräuschen bedeutet daher einen erheblichen Konstruktionsaufwand durch die Erstellung von Varianten beziehungsweise die Anpassung dieser, um sie anschließend der Simulation bereitzustellen (siehe Abbildung 1.3). Die Problematik des Konstruktionsprozesses ergibt sich dabei durch die zahlreichen Änderungen und Anpassungen, die im Zuge der Entwicklung erforderlich sind, zum Beispiel aufgrund von Simulationsergebnissen. Durch den wenig flexiblen Aufbau der meisten CAD-Modelle entsteht daher ein enormer Aufwand bei der Fehlerbehebung, selbst bei minimalen Änderungen. Daher ist es sehr schwer, schnell und effizient auf die gestellten Anforderungen reagieren zu können, obwohl es sich dabei teilweise um sehr einfache wiederkehrende Tätigkeiten handelt, für die kein speziell geschulter Konstrukteur benötigt wird.

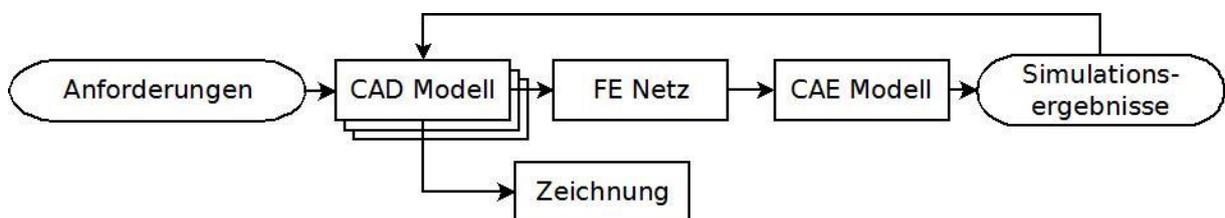


Abbildung 1.3: Vereinfachter virtueller Entwicklungsprozess von Bremsscheiben

Außerdem bedeutet es auch einen erheblichen Simulationsaufwand, einerseits durch die Geometrieaufbereitung der aus der Konstruktion erhaltenen CAD Daten, sowie andererseits aus dem Vernetzen der einzelnen Modelle mit Hexaeder-Elementen. Für die Erstellung eines FE-Netzes ist es daher wünschenswert möglichst einfache und fehlerfreie Geometriedaten zu erhalten, die idealerweise auch nur für die Simulation relevante Geometrien enthalten. CAD-Systeme und CAE-Systeme werden auf sehr unterschiedliche Anforderungen ausgelegt und optimiert, wodurch sie in dem angedachten Bereich sehr gute Lösungen

darstellen. Die Schnittstellen zwischen den Systemen werden allerdings wenig bis gar nicht betrachtet, was zu erheblichen Aufwänden beim Datenaustausch führt. Die Verwendung von CAD-Daten ist zum Beispiel nur möglich, wenn sie vor der Vernetzung einer Geometrieaufbereitung unterzogen werden. Aufgrund der sehr unterschiedlichen Daten, die vom CAD-System kommen, muss die Geometrieaufbereitung für jedes Modell manuell durchgeführt werden. Außerdem muss auch besonderes Augenmerk auf die Qualität der Geometrie gelegt werden, da bei einer Vernetzung komplexer Geometrien mit Hexaeder-Elementen die Elementqualität sonst sehr stark darunter leidet.

Durch die gezielte Nutzung der Werkzeuge der einzelnen Systeme kann die Arbeit in den Systemen, aber auch die Interoperabilität enorm verbessert werden. Dadurch kann der Zeitaufwand und der damit verbundene Kostenaufwand im Entwicklungsprozess einer Bremsscheibe weitestgehend minimiert werden. In der vorliegenden Masterarbeit soll dabei speziell durch den Einsatz der Werkzeuge und Methoden des CAD-Systems der Konstruktionsprozess, aber auch die Schnittstelle zum Präprozessor betrachtet und optimiert werden.

1.1 Zielsetzung

Die Unterstützung des Konstruktionsprozesses soll dabei durch die Erstellung von parametrisierten Bremsscheiben-Geometrien sowie wissensbasierten Werkzeugen zur Parameteränderung und Einstellung der Geometrie innerhalb des verwendeten 3D-CAD Systems (CATIA V5) erfolgen. Dadurch soll der Konstruktionsaufwand insofern verringert werden, dass sich der Konstrukteur bei einer Neuentwicklung dieser parametrisierten Bremsscheiben-Geometrie bedienen kann, um schnell und effizient ein Konzept der Bremsscheibe zu erstellen. Durch den parametrisierten Aufbau der Bremsscheibe und die inkludierten Werkzeuge soll es außerdem möglich sein effizient Varianten zu erstellen, um auf Simulationsergebnisse oder andere Gegebenheiten reagieren zu können.

Der Simulationsprozess soll dahin gehend unterstützt werden, dass bereits in der CAD-Umgebung eine Geometrieaufbereitung durchgeführt werden soll. Diese Aufbereitung wurde bisher stets im Präprozessor von den Vernetzungsingenieuren durchgeführt, wobei im Präprozessor durch das Importieren keine detaillierten Geometrieinformationen mehr vorhanden sind. Die Geometrieaufbereitung im 3D-CAD System hat hingegen den Vorteil, dass gezielt auf bestimmte Elemente oder Geometrien zugegriffen werden kann. Außerdem sind im CAD-System auch alle Muster und Wiederholungen definiert, welche in der Geometrieaufbereitung für eine Bremsscheibe eine große Rolle spielen. Die Aufbereitung der Bremsscheiben-Geometrien im CAD-System umfasst somit das Entfernen nicht simulationsrelevanter Geometrien (Defeaturing), das Erstellen von Referenz- und Hilfsgeometrien, sowie das Definieren der verwendeten Muster.

1.2 Aufgabenstellung

Am Beginn der Masterarbeit wurden bestehende 3D-CAD Daten von verschiedenen Bremsscheiben analysiert, um die konstruktiven Anforderungen herauszuarbeiten und die geometrischen Zusammenhänge sowie die Vorgehensweise in der Konstruktion zu erkennen. Daraus wurde dann ein parametrisiertes Bremsscheibenmodell abgeleitet, das alle grundlegenden Geometrien, die für den Aufbau einer Bremsscheibe notwendig sind,

sowie integriertes Konstruktionswissen (Knowledge-Based Engineering) enthält. Auf Basis des parametrischen CAD Modells sollen anschließend Werkzeuge erstellt werden, die die Arbeit mit dem Modell erleichtern, in dem Einstellungen, Parametereingaben und die Auswahl des Rippenmusters über eigene Benutzeroberflächen vorgenommen werden können. Dabei sollen voneinander abhängige Geometrien (Assoziativität), die bisher manuell erstellt wurden, von diesen Werkzeugen automatisiert erstellt werden.

Aufseiten der Geometriaufbereitung für eine effiziente Hexaeder-Vernetzung von verschiedenen Bremsscheibentypen wurde ebenfalls mit der Analyse bereits vorhandener finite Elemente Netze begonnen. Anhand dieser Daten und in Zusammenarbeit mit der Porsche Engineering Services s.r.o., welche unter anderem die Vernetzung der Bremsscheiben durchführt, sollen Methoden und Werkzeuge erarbeitet werden, mithilfe derer das Bremsscheibenmodell bereits innerhalb der CAD-Umgebung aufbereitet werden kann. Dadurch soll der Aufwand für die Geometriaufbereitung im Präprozessor minimiert werden, da diese für eine Bremsscheibe aufgrund der Hexaeder-Vernetzung relativ aufwendig ist.

1.3 Aufbau der Masterarbeit

Zu Beginn wurde in der Einleitung kurz auf die Problematik der Auslegung einer Bremsanlage für Kraftfahrzeuge des Sportwagen- beziehungsweise Oberklassensegments, die Zielsetzung und die Aufgabenstellung dieser Masterarbeit eingegangen. In Kapitel 2 folgt eine Erläuterung der Grundlagen von Bremsanlagen mit einer detaillierteren Betrachtung der Bremsscheiben und der Auslegung dieser. Die Grundlagen von CAD Systemen, die Geometrielemente und die parametrisch-assoziative sowie die wissensbasierte Konstruktion werden anschließend in Kapitel 3 behandelt, da diese Themen die Basis der in dieser Arbeit entwickelten Methoden darstellen. Des Weiteren wird in Kapitel 3 noch auf die CAE-Methoden und hier im Speziellen auf die Methode der finiten Elemente und die relevanten Themen im Fachgebiet der Dynamik eingegangen.

Den Schwerpunkt der Arbeit stellt das Kapitel 4 dar in dem detailliert auf die entwickelten Methoden und das erarbeitete virtuelle Bremsscheibenwerkzeug eingegangen wird. Kapitel 4.1 konzentriert sich dabei auf das parametrische Modell der Bremsscheibe, seine konstruktiven Anforderungen und den Aufbau des CAD Modells. Kapitel 4.2 beschäftigt sich anschließend mit den Problemen und Anforderungen, sowie mit den entwickelten Methoden der Geometriaufbereitung für eine anschließende Hexaeder-Vernetzung der Bremsscheibe. Außerdem werden in Kapitel 4.3 die beiden entwickelten Werkzeuge detailliert vorgestellt. Dabei handelt es sich einerseits um ein Werkzeug zur Unterstützung einer effizienten Variantenerzeugung und andererseits ein Werkzeug zur Geometriaufbereitung der Bremsscheibe bereits innerhalb der CAD-Umgebung.

Abschließend werden in Kapitel 5 die Erkenntnisse und Ergebnisse der Masterarbeit zusammengefasst.

2 Kraftfahrzeugbremse

Die Geschichte der Bremse ist bereits um einiges länger als die des Verbrennungsmotors, da bereits Streitwagen und Kutschen mit Bremsanlagen versehen waren. Ende des 19. Jahrhunderts, in den Anfangszeiten des Automobils, spielten Bremsen nur eine untergeordnete Rolle. Die Ingenieure dieser Zeit, wie zum Beispiel Wilhelm Maybach und Gottlieb Daimler, waren hauptsächlich damit beschäftigt den Verbrennungsmotor weiter zu entwickeln, um ihn alltagstauglich zu machen. Der Grund für die untergeordnete Rolle der Bremsen zu dieser Zeit war auch, dass die erreichbaren Geschwindigkeiten mit den ersten Automobilen noch sehr gering waren. Der „Reitwagen“ von Gottlieb Daimler erreicht 1885 gerade einmal 12 km/h. Außerdem war die Reibung des Antriebsstrangs derart hoch, dass die Fahrzeuge auch ohne Bremsanlage problemlos verzögert werden konnten. Die Entwicklung ging dabei aus von Band-, Klotz- oder Keilbremsen, die über Gestänge, Seile und Hebel vom Fahrer per Hand betätigt wurden und die angetriebene, starre Hinterachse bremsten (siehe Abbildung 2.1). [3]

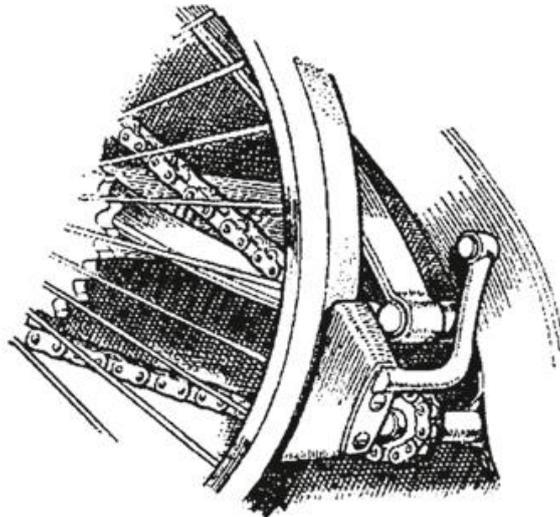


Abbildung 2.1: Über Seile, Gestänge und Hebel betätigte Klotzbremse [4]

Im Jahre 1902 wurden dann die viel wirkungsvolleren Radbremsen erfunden, welche noch immer mechanisch betätigt wurden. Es handelte sich dabei um Scheibenbremsen sowie Trommelbremsen (Innenbackenbremsen und Außenbandbremsen). Zunächst waren jedoch bis 1950 hauptsächlich Trommelbremsen in den Kraftfahrzeugen im Einsatz, wobei von 1924 an die Außenbandbremse zunehmend durch die Innenbackenbremse verdrängt wurde. Auch heutzutage befinden sich bei leichten Fahrzeugen an den Hinterachsen noch immer Trommelbremsen im Einsatz. [3]

Trotz der großen Problematiken der mechanisch betätigten Bremsen, welche aufgrund von Umwelteinflüssen und Verschleiß zu ungleichmäßigen Bremswirkungen führten, dauerte es noch lange, bis die hydraulisch betätigte Bremse bei den Automobilherstellern Beachtung fand. Diese ungleichmäßige Bremsverteilung führte zu Schiefziehen beziehungsweise konnte sie sogar zum plötzlichen Ausbrechen der Fahrzeuge und somit zu schweren Unfällen führen. Der amerikanische Bergbauingenieur Malcolm Loughead (später Lockheed) patentierte bereits 1917 einen durch Bremsflüssigkeit hydraulisch betätigten Radbremszylinder für Automobile. 1920 folgte das Patent auf den Hauptbremszylinder, der

mit dem Fuß betätigt wird. Diese beiden Komponenten sind Kernkomponenten der hydraulischen Bremse, wie sie auch heute noch immer verwendet wird. Dabei wird durch Druck auf das Bremspedal die Bremsflüssigkeit aus dem daran gekoppelten Hauptbremszylinder verdrängt und durch Schläuche und Rohre zu den Radbremszylindern geleitet. Dort wirkt die Flüssigkeit auf den Bremskolben, der wiederum die Radbremse betätigt. [3]

Die anfangs wenig beachtete Scheibenbremse meldete sich 50 Jahre nach ihrer Erfindung eindrucksvoll zurück, als Jaguar 1953 mit einem D-Type Rennwagen einen Doppelsieg bei den 24 Stunden von Le Mans einfuhr. Großen Anteil an diesem Sieg hatte die von Dunlop entwickelte Teilbelag-Scheibenbremse, die ein späteres Anbremsen der Kurven ermöglichte. Diese Bremse, die von Dunlop 1957 auf der IAA in Frankfurt in serienreifem Zustand gezeigt wurde (siehe Abbildung 2.2), setzte sich speziell an den Vorderrädern rasch durch. Grund dafür waren die immer deutlicher werdenden Schwächen der Trommelbremse wie Temperaturprobleme, Verzug und Fading¹ aufgrund der windgeschützten Einbauposition sowie Reibwertschwankungen, schlechte Dosierbarkeit, Verschleiß und Quietschen. [3]

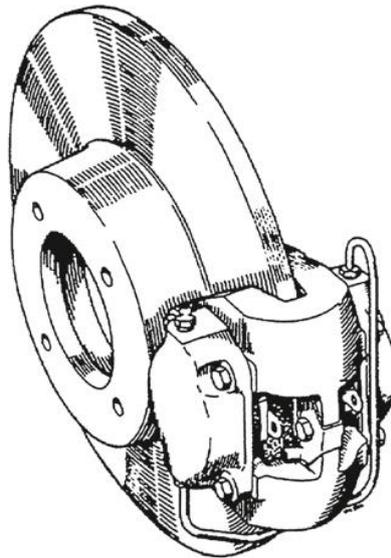


Abbildung 2.2: Dunlop Festsattel-Scheibenbremse [3]

2.1 Grundlagen

Die Bremssysteme von Personenkraftwagen (Pkw) haben Aufgaben wie das Verringern der Fahrzeuggeschwindigkeit bis zum Stillstand sowie das Verhindern von Beschleunigung bei Bergabfahrten. Diese Aufgaben werden üblicherweise von der Betriebsbremse übernommen, die durch Betätigung des Bremspedals aktiviert wird. Das Halten des Fahrzeugs im Stillstand hingegen wird von der Feststellbremsanlage übernommen. Aufgrund dieser wichtigen Aufgaben sind Bremssysteme eines der wichtigsten Elemente von Kraftfahrzeugen um den Betrieb und vor allem die Sicherheit im Straßenverkehr zu gewährleisten. Dadurch unterliegen Bremssysteme strengen gesetzlichen Vorschriften und müssen sich immer weiterentwickeln, um diese auch erfüllen zu können. [1]

¹ Temperaturbedingtes Nachlassen der Bremswirkung

2. Kraftfahrzeugbremse

In Pkw werden heutzutage hauptsächlich hydraulisch betätigte Reibungsbremsen eingesetzt. Bei diesen wird die Bremsung durch Betätigung des Bremspedals eingeleitet, wodurch im Hauptbremszylinder ein Druck aufgebaut wird. Um den Druck vom Hauptbremszylinder zur Radbremse weiterzuleiten, wird Bremsflüssigkeit verwendet. Abbildung 2.3 zeigt den grundlegenden Aufbau einer Pkw-Bremsanlage. Meistens werden dabei Hilfskraft-Bremsanlagen eingesetzt, bei denen die Betätigung durch einen Bremskraftverstärker unterstützt wird. Außerdem werden in Pkw aufgrund der zunehmenden Hybridisierung immer häufiger regenerative Bremssysteme verbaut, welche jedoch eine Bremsung bis zum Stillstand nur eingeschränkt zulassen. Dauerbremsen wie zum Beispiel Motorbremsen und Retarder kommen hingegen hauptsächlich bei schweren Nutzfahrzeugen zum Einsatz. Wie bereits eingangs erwähnt, müssen, bedingt durch die immer höheren Geschwindigkeiten und zunehmenden Fahrzeuggewichte, die Bremssysteme immer höhere Anforderungen erfüllen. Diese Anforderungen beinhalten zum Beispiel Robustheit, Funktionssicherheit, Umweltverträglichkeit und Akustik (NVH). Daher wurde sowohl die Leistungsfähigkeit als auch die Sicherheit stetig verbessert und weiterentwickelt. Durch den Einsatz von Elektronik gepaart mit effektiven hydraulischen Regeleinheiten wurde eine Vielzahl an Regelsystemen ermöglicht, die die Fahrsicherheit merklich beeinflusst haben. Als Beispiele sind hier unter anderem die Assistenzsysteme ABS, ESP und ASR zu nennen. [1] [3]

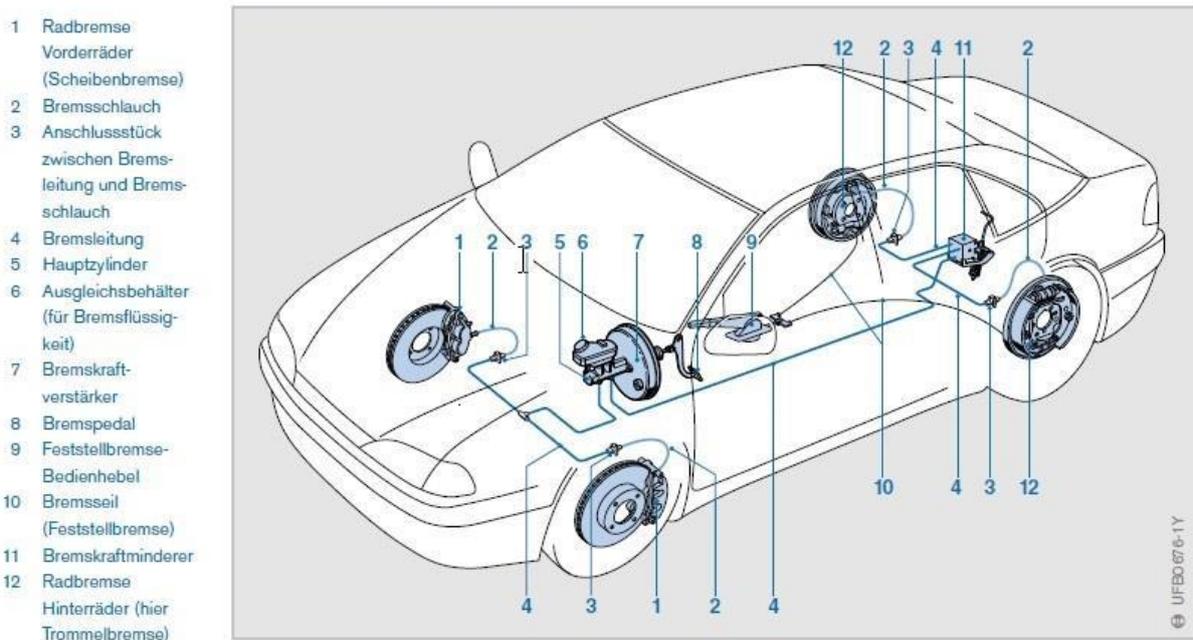


Abbildung 2.3: Aufbau einer Pkw-Hilfskraft-Bremsanlage [1]

2.1.1 Physikalische Grundlagen

Alle vom Fahrer eingeleiteten Bewegungsänderungen des Fahrzeuges, wie Lenken, Beschleunigen und Bremsen, werden durch Kräfte verursacht. All diese Kräfte werden durch den Reibkontakt zwischen Reifen und Fahrbahn übertragen. Abbildung 2.4 gibt eine Übersicht über die an einem Pkw wirkenden Kräfte und Momente. Die maximal übertragbaren Kräfte ergeben sich aus den Reibwerten und den Normalkräften der Räder. Die Radlasten bestehen dabei aus einem statischen Anteil, der sich aus dem Fahrzeuggewicht ergibt, sowie aerodynamischen Effekten (Auftrieb beziehungsweise

2. Kraftfahrzeugbremse

Abtrieb). Die dynamischen Anteile ergeben sich im instationären Fahrbetrieb durch Achslastverlagerungen beim Beschleunigen, Bremsen oder bei der Kurvenfahrt. Aufgrund der Schwerpunktlage beziehungsweise von Fahrbahnunebenheiten entstehen dabei Kräfte, die sich den statischen Radlasten überlagern. Dadurch ergeben sich aber je nach Fahrsituation unterschiedliche übertragbare Kräfte. [3]

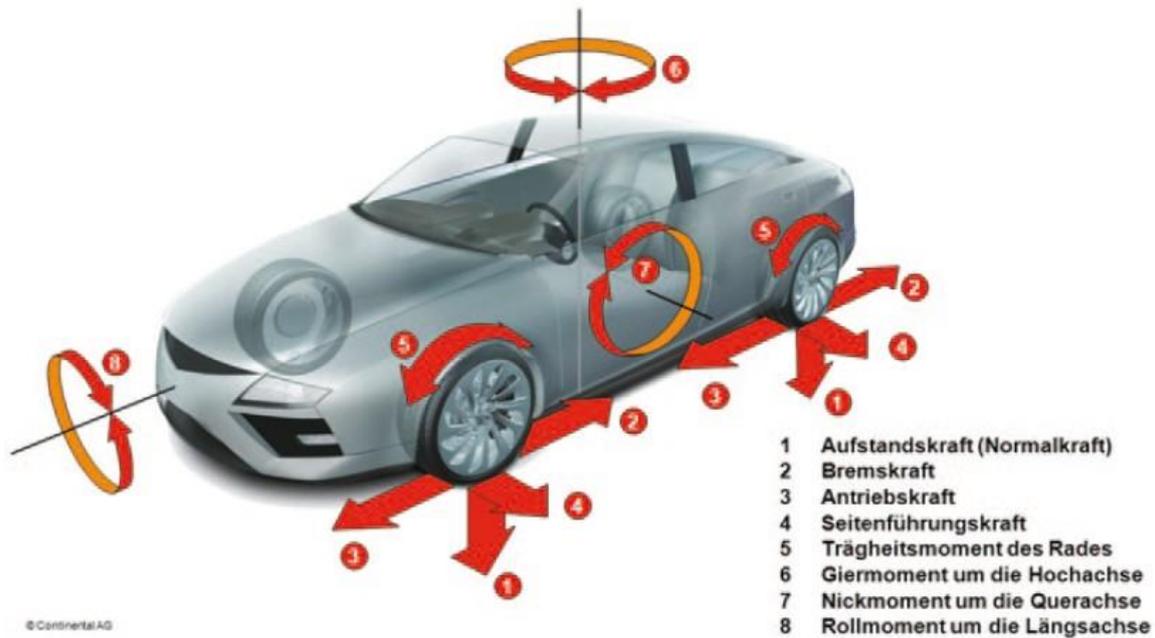


Abbildung 2.4: Kräfte und Momente am Fahrzeug [3]

Die Wirkkette eines hydraulischen Bremssystems ergibt sich aus der Betätigungskraft am Bremspedal und einer Hilfskraft erzeugt vom Bremsverstärker, die eine Bremskraft am Rad erzeugt (siehe Abbildung 2.5). Der Tandem-Hauptbremszylinder² wandelt die durch Fußkraft erzeugte Bremspedalkraft in einen hydraulischen Druck um. Mithilfe der folgenden überschlägigen Formel lässt sich der Bremsdruck p aus der Fußkraft, Pedalübersetzung, Bremskraftverstärkung, Hauptzylinderfläche und dem Wirkungsgrad berechnen. [3]

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F_{ped} * i_{ped} * i_{vs}}{A_{HZ}} * \eta_{Bet} \quad 2.1$$

² Hauptbremszylinder mit zwei separaten Druckkammern zur Trennung der Bremskreise.

2. Kraftfahrzeugbremse

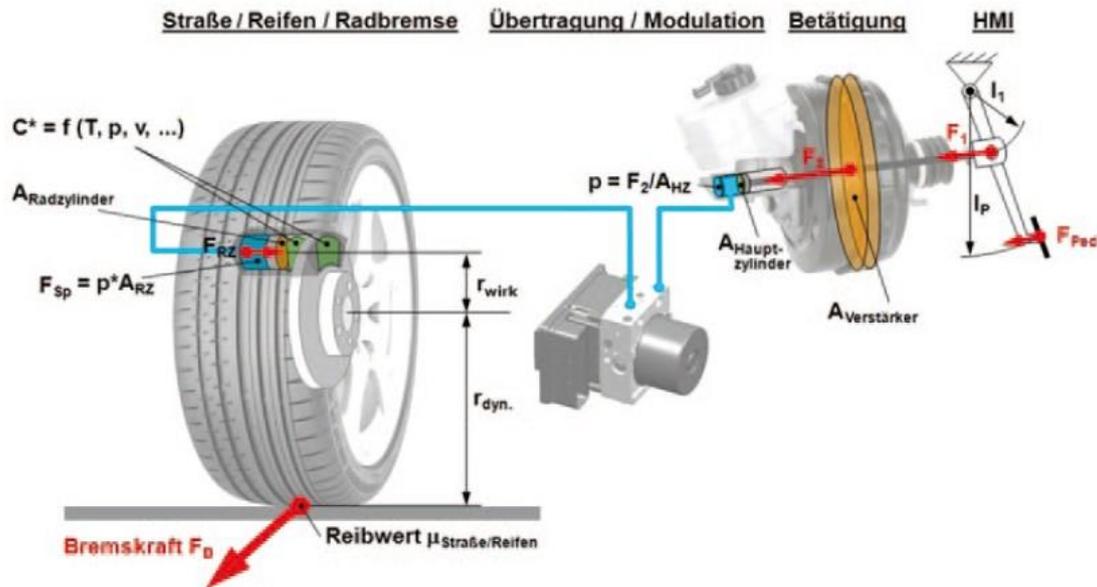


Abbildung 2.5: Wirkkette des Bremssystems [3]

Der über die Bremsflüssigkeit in den Bremsleitungen und -schläuchen übertragene Druck wirkt auf die Kolbenfläche des Radbremszylinders. Durch die damit erzeugten Normalkräfte auf die Reibflächen der Bremse entstehen Reibkräfte und daraus ein Bremsmoment. Dieses Moment wird mithilfe der Reifen als Bremskraft auf die Fahrbahn übertragen. Die Radbremskraft lässt sich dabei wie folgt berechnen: [3]

$$F_B = p * A_{RZ} * \eta_{RZ} * C^* \frac{r_{wirk}}{r_{dyn}} \quad 2.2$$

Der Bremsenkennwert oder auch die innere Übersetzung C^* wird als Verhältnis von Umfangskraft beziehungsweise Reibkraft der Bremsbeläge zu der Spannkraft am Radbremszylinder angegeben: [3]

$$C^* = \frac{F_{B,U}}{F_{Sp}} \quad 2.3$$

Das Verhältnis der Spannkraft am Radbremszylinder zu der Betätigungskraft am Bremspedal ergibt die äußere Übersetzung. Durch Berücksichtigung der Wirkungsgrade kann sie auch aus der Gegenüberstellung des Pedalwegs zu der Summe der Spannwege an allen Bremsen berechnet werden: [3]

$$i_{\ddot{a}} = \frac{F_{Sp}}{F_{Ped}} = \eta_{Bet} * \frac{S_{Ped}}{n * S_{Sp}} \quad 2.4$$

2. Kraftfahrzeugbremse

Durch Kombination der Gleichungen 2.1, 2.2, 2.3 und 2.4 ergibt sich ein überschlagsmäßiger Zusammenhang zwischen Bremskraft und Bremspedalkraft. Diese Gleichung stellt natürlich eine starke vereinfachte Form der Zusammenhänge des Bremssystems dar und ist nur in einem begrenzten Bereich gültig. In der nachstehenden Gleichung sind die Teilsysteme „Mechanik Betätigung“, „Hydraulik“ und „Mechanik Radbremse“ erkennbar: [3]

$$F_B = \underbrace{i_{Ped} * i_{Vs} * \eta_{Bet}}_{\text{Mechanik Betätigung}} * \underbrace{\frac{A_{RZ}}{A_{HZ}} * \eta_{RZ}}_{\text{Hydraulik}} * \underbrace{C^* * \frac{r_{wirk}}{r_{dyn}}}_{\text{Mechanik Radbremse}} * F_{Ped} \quad 2.5$$

Bei Brems- und Fahrstabilitätssystemen werden zusätzlich zur Fahrzeuglängsdynamik auch querdynamische Vorgänge beachtet. Beispiele dafür sind Seitenwind oder auf beiden Fahrzeugseiten unterschiedliche Antriebs- oder Bremskräfte. Wenn die maximal übertragbaren Seitenkräfte nicht mehr ausreichen um das Giermoment auszugleichen gerät das Fahrzeug ins Schleudern. Fahrstabilitätssysteme können in kritischen Situationen durch gezieltes Bremsen eingreifen, um solche Situationen zu vermeiden. [3]

In Abbildung 2.6 ist der zeitliche Verlauf eines Bremsvorganges ersichtlich. Dieser Vorgang kann vom Auftauchen eines Hindernisses bis zum Stillstand in die folgenden Phasen eingeteilt werden: [3]

- Wahrnehmungszeit t_w (Erkennen des Hindernisses durch den Fahrer)
- Schreckzeit t_h
- Reaktionszeit t_r
- Betätigungszeit t_{Bet}
- Anschwellzeit der Fußkraft $F_{Ped,sch}$
- Ansprechzeit der Bremse t_a (Dauer vom Betätigen der Bremse, bis eine spürbare Verzögerung erreicht ist)
- Schwelldauer t_{sch} (von t_a bis 75% des Enddruckes erreicht sind)
- Vollbremszeit t_v

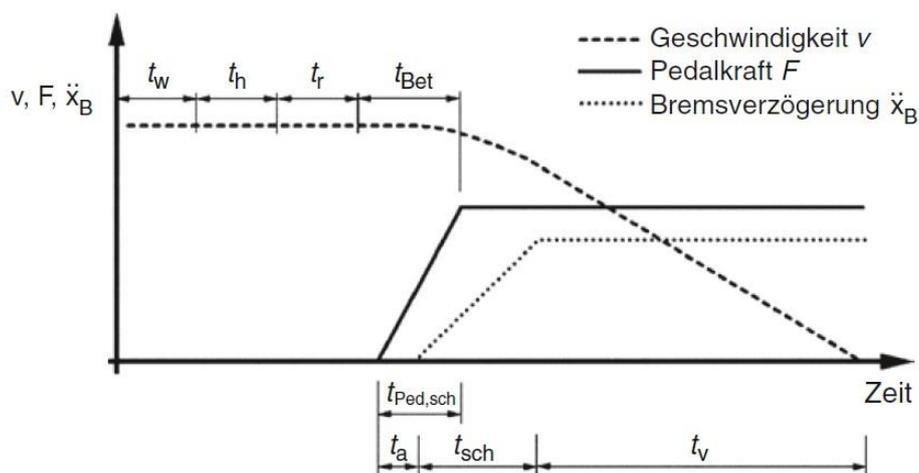


Abbildung 2.6: Zeitlicher Ablauf eines theoretischen Bremsvorganges bis zum Stillstand [3]

Bedingt durch Fahrzeug- beziehungsweise Bremsdynamik kann über den gesamten Verzögerungszeitraum keine konstante Verzögerung erreicht werden. Für die meisten Betrachtungen reicht aber die über die Anfangsgeschwindigkeit und den Bremsweg berechnete mittlere Verzögerung aus. [3]

$$\bar{a} = \frac{v_0^2}{2 * s} \quad 2.6$$

Um eine möglichst hohe Bremsverzögerung und damit auch einen kurzen Bremsweg zu erreichen, sind einige Bedingungen erforderlich. Man benötigt zum Beispiel einen hohen Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn, um die Bremskräfte übertragen zu können. Außerdem sollte das Bremssystem ohne Verlustzeiten ansprechen. An jedem Rad sollte der Reibwert bestmöglich ausgenutzt werden und es sollte eine Annäherung an die ideale Bremskraftverteilung stattfinden. Elektronische Regelsysteme, wie zum Beispiel ein Bremsassistent, können ein Optimum der oben genannten Randbedingungen erreichen. So ergibt sich ein möglichst kurzer Anhalteweg. [3]

2.1.2 Arten und Aufbau von Bremsanlagen

Je nach Funktion können verschiedene Arten von Bremsanlagen für Kraftfahrzeuge unterschieden werden. Diese werden in den nachfolgenden Unterkapiteln kurz beschrieben. Dabei ist aber gesetzlich vorgeschrieben, dass mindestens zwei voneinander unabhängige Systeme verbaut werden: [3]

- Betriebs-Bremsanlage (BBA): Mit diesem System soll das Fahrzeug bis zum Stillstand verzögert werden können. Die Betätigung erfolgt dabei über das Bremspedal. [3]
- Hilfs-Bremsanlage (HBA): Bei Ausfall der Betriebsbremsanlage muss die Verzögerung des Fahrzeugs über die Hilfsbremsanlage sichergestellt sein. Diese Funktion wird in heutigen Pkw durch die Ausführung der Bremsanlage über zwei Bremskreise erfüllt. [3]
- Feststell-Bremsanlage (FBA): Soll das bereits im Stillstand befindliche Fahrzeug vor unerwünschtem Wegrollen schützen. [3]
- Dauer-Bremsanlage (DBA): Sie sollen bei lange andauernden Bremsvorgängen die Betriebsbremse vor einer Überlastung bewahren. Diese Systeme werden hauptsächlich in schweren Nutzfahrzeugen eingesetzt. [3]

Die wesentlichen Komponenten einer Bremsanlage sind in Abbildung 2.7 dargestellt. Dabei handelt es sich um einen Vakuum-Bremskraftverstärker (1), einen Tandem-Hauptbremszylinder mit Ausgleichsbehälter (2) sowie einen Bremskraftregler für die Hinterachse (3). Das hier gezeigte Beispiel verfügt über Scheibenbremsen (4) an der Vorderachse und Trommelbremsen (5) an der Hinterachse. [3]

2. Kraftfahrzeugbremse

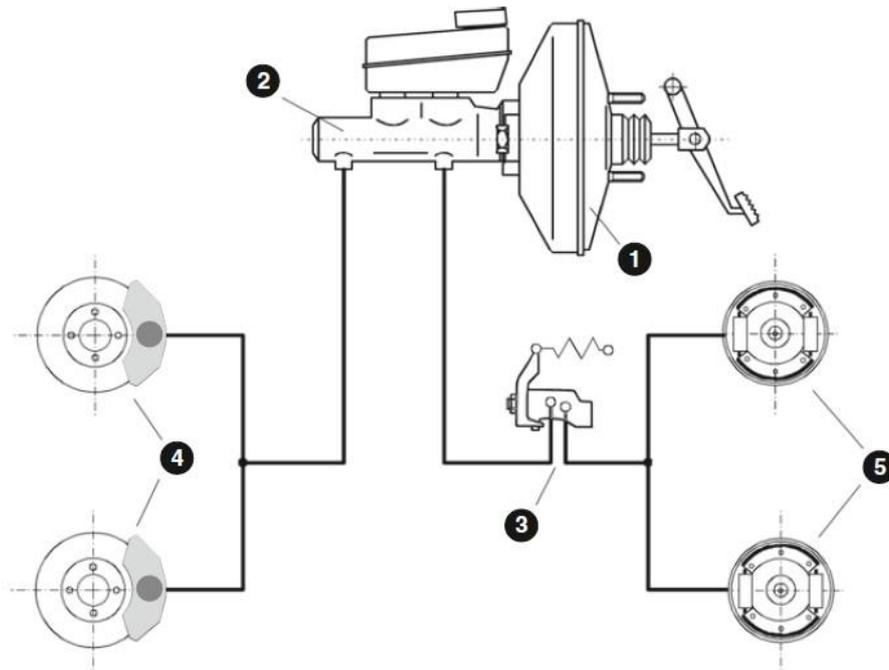


Abbildung 2.7: Aufbau eines hydraulischen Bremssystems (ohne ABS) [3]

Der Aufbau von Bremsanlagen kann außerdem in die in Abbildung 2.8 dargestellten Funktionsgruppen eingeteilt werden. Diese beinhalten die Mensch-Maschine-Schnittstelle, welche die Verbindung zwischen Mensch und Fahrzeug darstellt, sowie die Betätigung die über Muskelkraft oder andere Kraftquellen erfolgen kann. Die Funktionsgruppe Übertragung/Modulation dient zur Bereitstellung der erforderlichen Kraft an der erforderlichen Stelle, wo dann durch die Funktionsgruppe Bremskraft-Generierung das Bremsmoment erzeugt wird. Die Bremscheiben, die Inhalt dieser Arbeit sind, können dabei der Bremskraft-Generierung zugeordnet werden. [3]

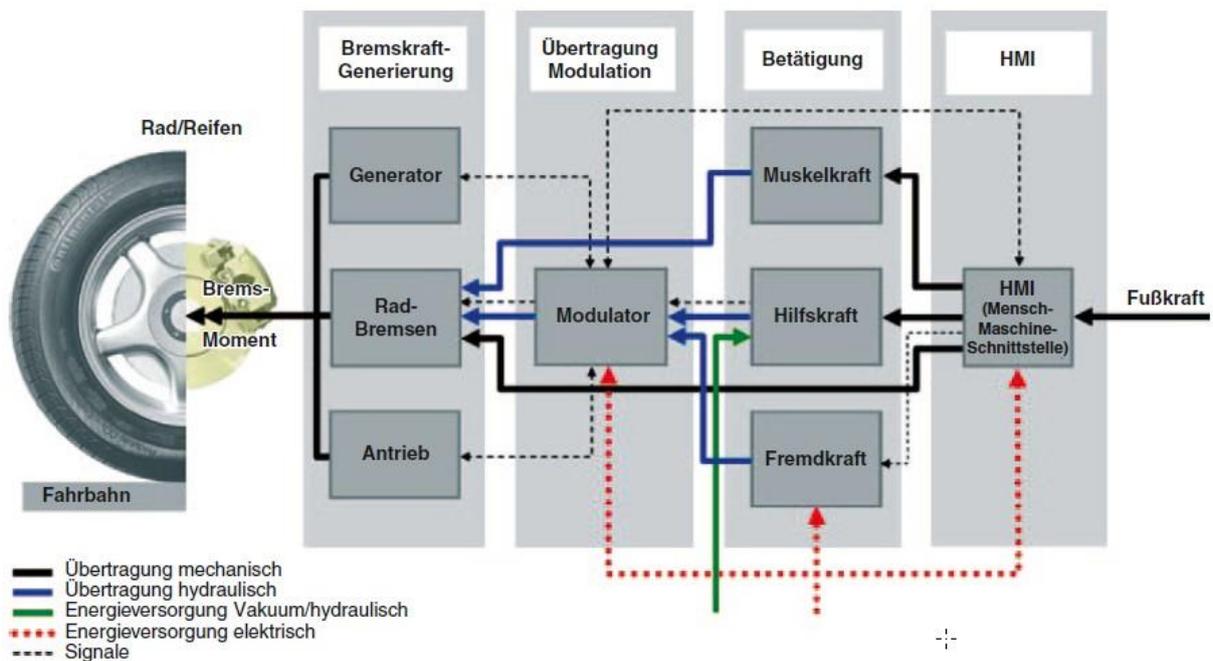


Abbildung 2.8: Funktionsgruppen einer Bremsanlage [3]

Um die Sicherheit der Bremsanlage auch bei Ausfall einzelner Komponenten zu gewährleisten, schreibt der Gesetzgeber eine Aufteilung der Bremsanlage in mindestens zwei Bremskreise vor. In jedem dieser unabhängigen Kreise werden dabei die einzelnen Elemente der Funktionsbaugruppen miteinander verbunden. Dabei muss das System so ausgelegt sein, dass auch bei nur einem funktionsfähigen Bremskreis die Bremsung den gesetzlichen Anforderungen entspricht. Bedingt durch verschiedene Achslastverteilungen und die Lage des Schwerpunktes der Fahrzeuge ergeben sich die folgenden üblichen Bremskreisaufteilungen: [3]

- Vorder-/Hinterachs-Bremskreisaufteilung: Wird auch schwarz/weiß Aufteilung genannt. Dabei werden die Bremsen an der Vorderachse von einem und die Bremsen an der Hinterachse von einem zweiten Bremskreis versorgt. Dadurch ergibt sich auch bei nur einem intakten Kreis kein Schiefziehen des Fahrzeuges. Außerdem ist der Einsatz eines gestuften Tandem-Hauptbremszylinders möglich, bei dem unterschiedliche Übersetzungen für Vorder- und Hinterachse gewählt werden können und man benötigt nur eine Bremsleitung zur Hinterachse. Bei Ausfall der Vorderachsbremsen durch thermische Überlastung verbleibt die Bremsleistung an der Hinterachse bestehen. [3]
- Diagonale Bremskraftaufteilung: Bei der auch X-Aufteilung genannten Anordnung werden die jeweils diagonal gegenüberliegenden Bremsen an Vorder- und Hinterachse in einem Bremskreis zusammengefasst. Dabei ergibt sich der Vorteil, dass bei einem Ausfall trotzdem immer ein stärker gebremstes Vorderrad genutzt werden kann. Durch eine spezielle Achskonstruktion mit einem negativen Lenkrollradius kann das Schiefziehen verhindert werden. Das Schiefziehen entsteht bei dieser Anordnung durch die unterschiedliche Bremskraftverteilung zwischen linker und rechter Seite bei dem Ausfall eines Bremskreises. Für Fahrzeuge mit hohen Vorderachslasten bietet sich die Verwendung der diagonalen Aufteilung an. [3]
- Sonstige hydraulische Bremskreisaufteilung: Bei dieser Aufteilung werden die beiden Kolben im Bremssattel an der Vorderachse (teilweise auch an der Hinterachse) von zwei unterschiedlichen Bremskreisen versorgt. Dadurch können bei einem Ausfall immer beide Vorderachsbremsen bedient werden. Aufgrund der hohen Kosten wird diese Anordnung eher selten für Pkw verwendet, zum Einsatz kommt dieses System hauptsächlich bei Fahrzeugen mit hohem zulässigem Gesamtgewicht. [3]

2.2 Komponenten von Bremsanlagen

Aufgrund der Vielzahl an Arten und Typen von Bremsanlagen gibt es unzählige Komponenten. Die vorliegende Arbeit beschränkt sich jedoch auf die Scheibenbremsen und betrachtet die Bremsscheibe als zentrales, für diese Arbeit relevantes Bauteil und die unmittelbar angrenzenden Bauteile der Funktionsgruppe zur Bremskraft-Generierung. Es wird daher zuerst der Aufbau einer Scheibenbremse beschrieben und anschließend auf die wesentlichen Komponenten eingegangen.

Die üblicherweise in Pkw eingesetzten Bremssysteme sind Reibungsbremsen, bei denen die kinetische Energie durch das Aufbringen eines Bremsmoments in Wärme umgesetzt wird. Als Bauformen kann man hier die Scheibenbremse und die Trommelbremse unterscheiden. Ein wesentliches Kennzeichen der vorliegenden Reibungsbremse ist das Verhältnis zwischen Spannkraft und erzeugter Umfangskraft. Dieses Verhältnis, das von Bauart,

2. Kraftfahrzeugbremse

Geometrie und Reibwert bestimmt wird, nennt man auch „C-Stern-Wert“. Da bei Trommelbremsen der C*-Wert viel höher als bei Scheibenbremsen ist, wirkt sich das bei Reibwertschwankungen im Bremsbelag viel deutlicher auf die Bremsmomente aus als bei Scheibenbremsen. In Abbildung 2.9 sind die Kennlinien von verschiedenen Trommelbremsen (1-3) und der Scheibenbremse (4) dargestellt. Darum und aufgrund der hohen thermischen Belastbarkeit sowie dem gleichmäßigem Ansprechverhalten werden heutzutage hauptsächlich Scheibenbremsen verbaut. Nur bei leichten Fahrzeugen werden an den Hinterachsen noch vereinzelt Trommelbremsen verwendet. [3]

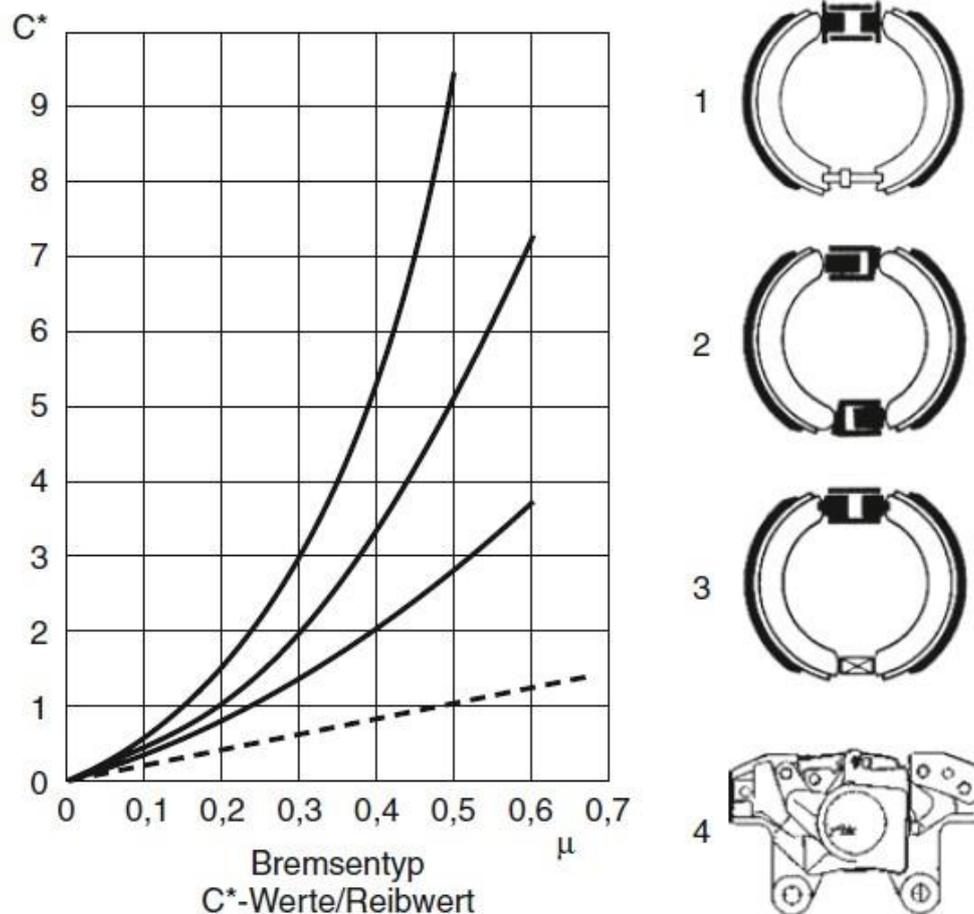


Abbildung 2.9: C*-Kennwerte von Bremsen [3]

Bei einer Scheibenbremse werden die Bremsmomente durch den Reibschluss zwischen der mit dem Rad verbundenen Bremsscheibe und dem im radträgerfesten Bremssattel befestigten Bremsbelag erzeugt. Es handelt sich dabei um eine Axialbremse, bei der die durch den hydraulischen Zylinder erzeugten Spannkraften in axialer Richtung aufgebracht werden. Die auf beiden Seiten der Bremsscheibe angeordneten Bremsbeläge wirken dabei auf die als Reibringe bezeichneten Reibflächen der Bremsscheibe. Die Bremsbeläge sind im Bremssattel, einem über den Durchmesser greifenden Gehäuse, verbaut und stützen sich in Drehrichtung am Achsschenkel ab. Da die Bremsbeläge nur einen Teil der Bremsscheiben bedecken, spricht man von sogenannten Teilbelag-Scheibenbremsen. Die bei Flugzeugen üblichen Vollscheibenbremsen werden bei Pkw nicht eingesetzt. Außerdem kann man bei Scheibenbremsen zwischen Fest-, Rahmen-, und Faustsattel unterscheiden. [3]

Scheibenbremsen sind gekennzeichnet durch: [3]

- Hohe thermische Belastbarkeit
- Geringe Empfindlichkeit gegenüber Reibwertschwankungen
- Gleichmäßiges Ansprechen
- Gleichmäßiger Belagverschleiß
- Einfach (selbsttätige) Nachstellung
- Gutes Löseverhalten

Bei der optimalen Auslegung von Scheibenbremsen spielen folgende Punkte eine wichtige Rolle. Felgen- und Scheibendurchmesser geben den Bauraum für die Scheibenbremse vor. Die erforderliche Spannkraft berechnet sich aus dem Scheibendurchmesser, dem Material des Bremsbelags und Fahrzeugkenngrößen wie Gewicht und Höchstgeschwindigkeit. Der C^* -Wert berechnet sich für Scheibenbremsen wie folgt: [3]

$$C^* = 2 * \frac{F_{B,U}}{F_{Sp}} = 2 * \mu \quad 2.7$$

$$\text{mit } F_{B,U} = A_{RZ} * p * \mu \quad 2.8$$

$$\text{und } F_{Sp} = A_{RZ} * p \quad 2.9$$

Die Spannkraft wird dabei so angenommen, dass sie in der Mitte des Bremskolbens wirkt. Je nach Bremsbelag ergibt sich bei einer Scheibenbremse ein Reibwert zwischen $\mu=0,35$ und $0,5$ was zu einem C^* von $0,7$ bis $1,0$ führt. Diese Werte sind zusätzlich zum verwendeten Material auch von Temperatur, Fahrzeuggeschwindigkeit, Flächenpressung usw. abhängig. [3]

Die durch den Bremsdruck verursachte Verformung im Bremssattel bestimmt maßgeblich den Bedarf an Bremsflüssigkeit (Volumenaufnahme), der für das gesamte Bremssystem in kaltem Zustand bei einem Pkw der Kompaktklasse ca. 10 cm^3 bei 100 bar beträgt. Die Auslegung der anderen hydraulischen Komponenten des Bremssystems wird von diesem Wert beeinflusst. Man kann zwar konstruktiv die Verformung minimieren, allerdings bedeutet eine Versteifung des Bauteils meist auch ein höheres Gewicht. Diese Verformungen bewirken eine ungleichmäßige Abnutzung der im Bremssattel angeordneten Bremsbeläge und können daher zu erhöhter Geräuschbildung führen. Außerdem wirkt sich die Steifigkeit des Bremssattels auch auf das Schwingungsverhalten und die Geräuschentwicklung des gesamten Bremssystems aus. Das Temperaturverhalten wird durch die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärme bestimmt. Diese Umwandlung geschieht über Reibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe. [3]

Während der Entwicklung können die oben erwähnten Anforderungen an eine Scheibenbremse mithilfe computergestützter Rechenmethoden überprüft werden. Für die Abschätzung der Verformung, die Volumenaufnahmen und die Temperaturen bis zu einem Betriebsdruck von 160 bar kommen meist 3D-Finite-Elemente-Modelle zum Einsatz. Abbildung 2.10 zeigt als Beispiel die ermittelte Spannungsverteilung eines Bauteils. Die

Überprüfung der Ergebnisse und der Nachweis der Lebensdauerfestigkeit werden im späteren Entwicklungsverlauf durch Versuche erbracht. [3]

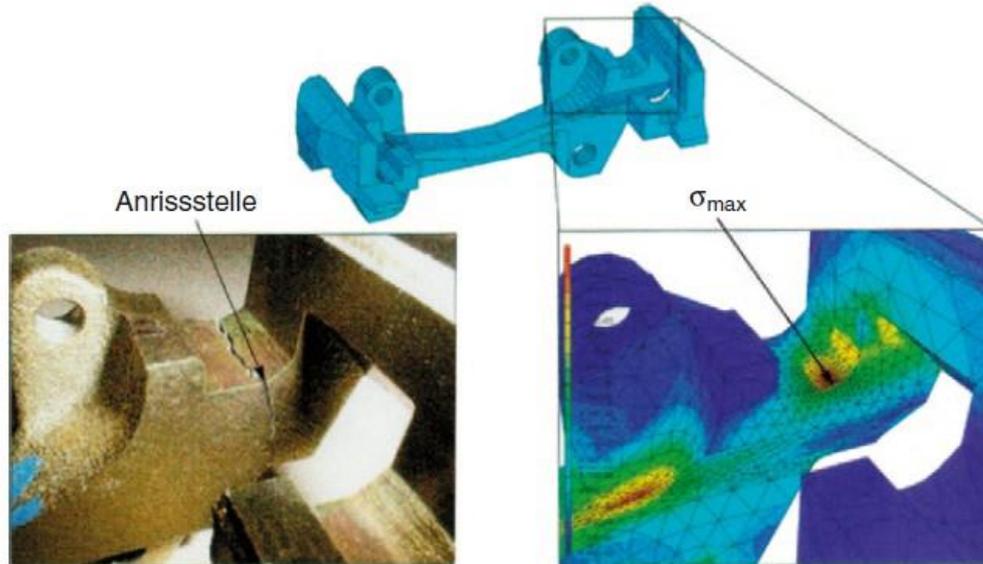


Abbildung 2.10: Simulierte Spannungsverteilung [3]

2.2.1 Bremsscheibe

Etwa 90% der beim Bremsen in Wärme umgewandelten kinetischen Energie werden von der Bremsscheibe aufgenommen. Diese gespeicherte Wärme wird von der Bremsscheibe an die Umgebung abgegeben. Bei länger andauernden Bremsungen (z.B.: Bergabfahrt) kann der Reibring Temperaturen von bis zu 700°C erreichen. Um eine bessere Kühlung zu erreichen, werden daher in Sportfahrzeugen und immer häufiger auch an der Vorderachse von sonstigen Pkw innenbelüftete Bremsscheiben eingesetzt (siehe Abbildung 2.11). Durch gelochte oder genutete Bremsscheiben kann die Kühlwirkung noch weiter verbessert und die Wasserempfindlichkeit verringert werden. Allerdings führen diese Ausführungen zu höheren Kosten in der Herstellung und bedürfen einer genauen Betrachtung hinsichtlich verstärkter Geräuschbildung und Lebensdauer. Die Vorteile von Nuten bzw. Bohrungen sind eine optische Verschleißerkennung der Bremsscheibe, eine bessere Bremsleistung bei Nässe, geringeres Fading und eine verminderte Riefenbildung von Bremsscheibe und Bremsbelag. [3]



Abbildung 2.11: Gelochte innenbelüftete Bremsscheiben mit Festsattel [5]

2. Kraftfahrzeugbremse

Die temperaturbedingte Ausdehnung erzeugt eine Schirmung der Bremscheibe, dabei neigen sich die Planflächen des Reibrings und werden zu Kegelflächen. Eine Hauptursache dafür ist der durch den Einbau bedingte einseitige Flansch. Aufgrund der Schirmung kommt es zu ungleichmäßigem Verschleiß der Bremsbeläge, da diese nicht mehr voll aufliegen. Dieser einseitige Verschleiß kann zu einer unerwünschten Geräuschentwicklung beim Bremsen führen. Durch spezielle konstruktive Gestaltung der Anbindung der Reibringe kann die Schirmung verringert werden. Abbildung 2.12 zeigt verschiedene Ausführungen und ihre Auswirkung auf die Schirmung. Da die Bremscheibe bei neutraler Schirmung allerdings wellig wird, kann das während des Bremsvorganges zu Vibrationen (Rubbeln) führen. Für eine hohe Bremsenqualität spielt die Genauigkeit der Herstellung eine wesentliche Rolle. Dabei müssen vor allem eine entsprechende Laufgenauigkeit der Flanschfläche und ein optimales Lagerpiel sichergestellt werden. [3]

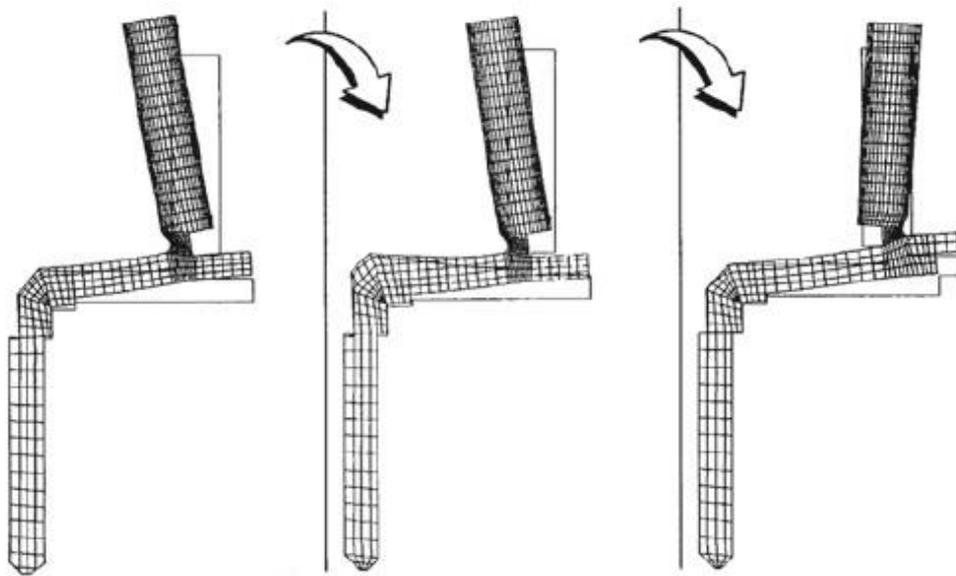


Abbildung 2.12: FE-Analyse zur Reduzierung der Schirmung [3]

Um eine geringere Schirmung und eine verringerte Wärmeleitung in den Radträger zu erhalten, kann die Bremscheibe mehrteilig ausgeführt werden. Diese Bremscheibe besteht aus einem ebenen Reibring und einem Scheibenträger, der an der Radnabe verschraubt wird. Der Reibring ist dabei über radial angeordnete Stifte mit dem Scheibenträger verbunden. Wie in Abbildung 2.13 ersichtlich können Bremscheiben daher in einteilige Bremscheiben (Integralscheiben) und mehrteilige Bremscheiben (Stiftscheiben) unterteilt werden. [3]

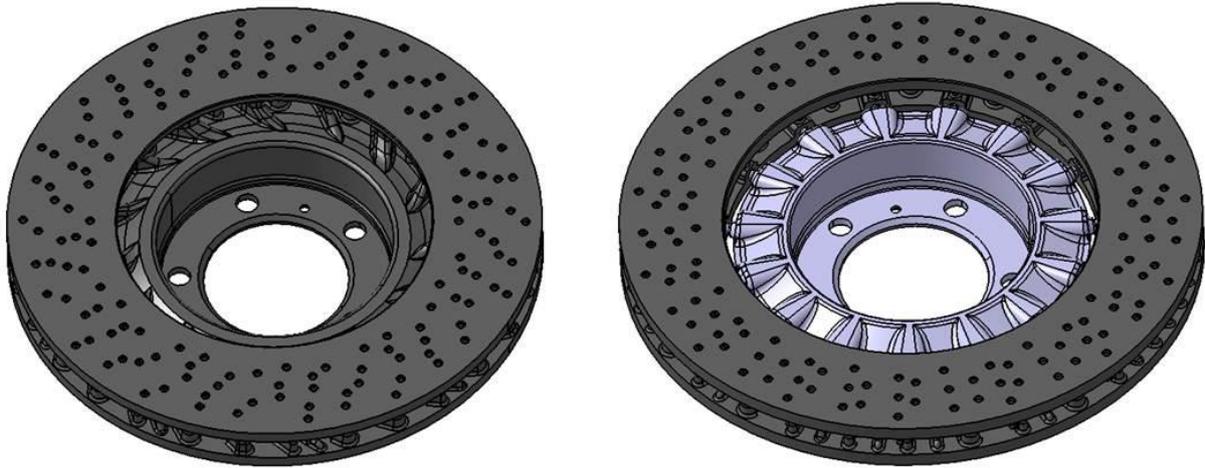


Abbildung 2.13: Einteilige Integralscheibe (links) und mehrteilige Stiftscheibe (rechts)

Die Hauptabmessungen der Bremsscheibe ergeben sich wie in Abbildung 2.14 dargestellt und sind für beide Scheibentypen identisch. Die beiden wichtigsten Abmessungen der Bremsscheibe sind der Innendurchmesser (A) und der Außendurchmesser (B) der Reibflächen, die somit den mittleren Reibradius und damit die Bremsleistung wesentlich beeinflussen. Die Bauhöhe (C) ergibt sich von der Flanschfläche, mit der die Bremsscheibe an der Radnabe befestigt wird, zur inneren Reibfläche. Die Dicke der Reibringe (D) gibt den Abstand der beiden Reibflächen zueinander an. Der Abstand zwischen den Reibringen wird Kühlkanalbreite (E) genannt und ist damit wichtig für die Auslegung der Kühlung der Bremsscheibe.

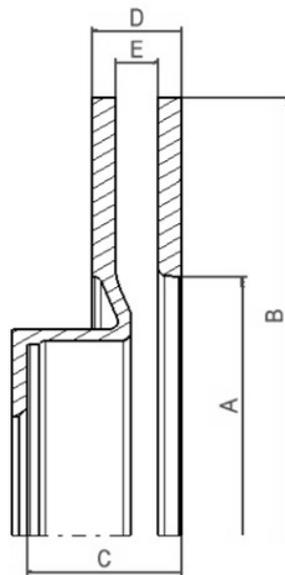


Abbildung 2.14: Hauptabmessungen der Bremsscheibe

Als Bremsscheibenwerkstoffe kommen heutzutage hauptsächlich GG15 bis GG25 zum Einsatz. Um die Verschleißfestigkeit zu erhöhen und das Warmrissverhalten zu verbessern können geringe Zusätze von Chrom und Molybdän beigemischt werden. Die Wärmeleitfähigkeit wird durch einen hohen Kohlenstoff-Gehalt erreicht. Ein neuer Werkstoff, der sich speziell für Hochleistungsfahrzeuge eignet, ist C-SiC (Keramik-Bremsscheibe, siehe

Abbildung 2.15). Diese Bremsscheibe ist eine Zusammensetzung aus kohlefaserverstärkter Keramik und einer SiC-Matrix. Dadurch ergeben sich gegenüber Grauguss eine höhere Verschleißfestigkeit und eine Lebensdauer von bis zu 300.000 km. Die ungefederten Massen der Bremsscheibe werden um zwei Drittel gesenkt. Außerdem hat die C-SiC-Bremsscheibe eine höhere Temperaturbeständigkeit und eine geringere Korrosionsbeständigkeit. Dadurch kann auch keine Kontakthaftung oder Kontakt-Korrosion wie bei Grauguss entstehen. Aufgrund der hohen Fertigungskosten ist eine flächendeckende Verwendung im Automobilbau derzeit aber noch nicht möglich. [3]



Abbildung 2.15: C-SiC-Bremsscheibe [3]

2.2.2 Bremssattel

Das Bremssattelgehäuse wird üblicherweise aus Kugelgrafitguss (GJS500 bis GJS600) hergestellt. Zusätzlich kann um das Bauteilgewicht zu senken ein verschraubtes Gehäuse eingesetzt werden, bei dem die Zylinderseite aus hochfestem Aluminiumguss und die Gehäuse separatze aus hochwertigem Grauguss mit Kugelgrafit besteht. Die Gehäuse separatze geht dabei über die Scheibe bis zum felgenseitigen Bremsbelag (siehe zum Beispiel Abbildung 2.18). Bei besonders hohen Gewichtsanforderungen kann auch das gesamte Gehäuse als einteiliges Gussteil aus Aluminium hergestellt werden. Wie in Abbildung 2.16 ersichtlich, können Bremskolben aus Grauguss (a), Stahl (b), Aluminium (c) und Kunststoff-Spritzguss erzeugt werden. Die Herstellung von Bremskolben aus Stahl kann dabei über Tiefziehen oder Fließpressen erfolgen. Zum Erreichen der gewünschten Toleranzen und Oberflächenbeschaffenheit werden die Außendurchmesser der Bremskolben meistens geschliffen. [3]

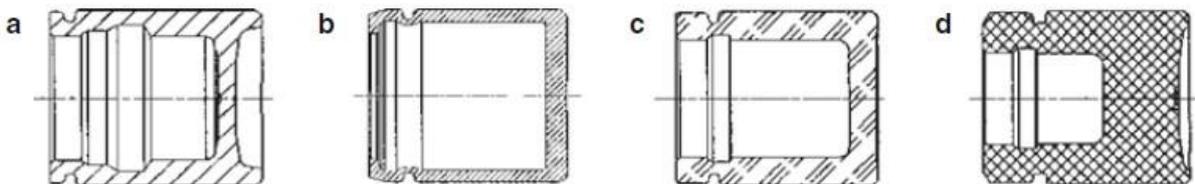


Abbildung 2.16: Bremskolben aus verschiedenen Werkstoffen [3]

Der Bremskolben wird im Sattel durch einen quadratischen Dichtring in einer speziell geformten Gehäusenut abgedichtet (siehe Abbildung 2.17). Der Kolben wird nach dem Entlasten von der Bremscheibe zurückgezogen („Rollback“) und es entsteht ein sogenanntes Lüftspiel. Dadurch erreicht man ein niedriges Rest-Bremsmoment, wenn die Bremse nicht betätigt ist, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch und den Verschleiß der Bremse auswirkt. Um die beweglichen Bauteile vor Schmutz und Feuchtigkeit zu schützen, wird ein Faltenbalg verwendet, dadurch ist es auch möglich Verschleiß und axiale Toleranzen auszugleichen. Um Luft aus dem Bremssystem zu entfernen, sind an jedem Bremsattel an der höchstgelegenen Stelle Entlüftungsschrauben angebracht. [3]

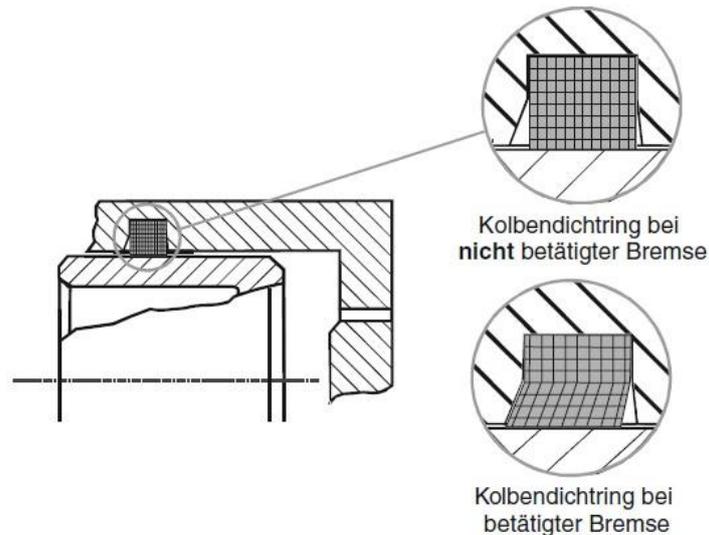


Abbildung 2.17: Verformung des Kolbenrings (Vierkantring) [3]

2.2.2.1 Festsattel

Die Kennzeichen des Festsattels sind die auf beiden Seiten der Bremscheibe angeordneten Bremszylinder und ein feststehendes Gehäuse. In Abbildung 2.18 ist ein Festsattel mit Bremscheibe (1), hydraulischem Anschluss (2), Bremskolben (3) und Entlüftungsschrauben (4) dargestellt. Das zweiteilig ausgeführte Gehäuse ist axial miteinander verschraubt. Die Versorgung der Bremskolben mit Bremsflüssigkeit geschieht durch im Gehäuse angeordnete Bohrungen. Durch den dadurch bedingten Übergang der Kanalbohrungen über die Bremscheibe muss besonders auf die Bemessung der Scheibe und eine ausreichende Kühlung geachtet werden. Ansonsten kann es an dieser kritischen Stelle zu Dampfblasenbildung in der Bremsflüssigkeit und damit zu einem Ausfall der Bremse kommen. Im Betriebstemperaturbereich überzeugt der Festsattel, da er aufgrund der hohen Steifigkeit eine geringe Volumenaufnahme und Verformung hat. Dadurch ergibt sich aufgrund der gleichmäßigen Abnützung der Bremsbeläge auch eine verminderte Geräusentwicklung. Eine Weiterentwicklung ist der aus Aluminium gegossene Monoblock-Festsattel mit gezogenen Bremsbelägen (Pull-Push-Prinzip, siehe Kapitel 2.2.2.4), der ein niedrigeres Gewicht und einen höheren akustischen Komfort bietet. [3]

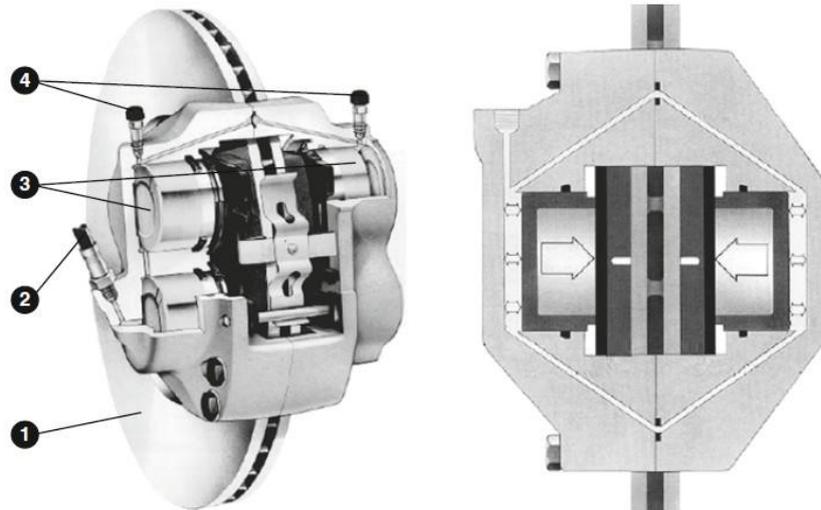


Abbildung 2.18: Festsattel [3]

2.2.2.2 Rahmensattel

Wenn der Einbau der Bremsscheibe tiefer in der Felgenschüssel erforderlich ist, verkleinert sich damit auch der Bauraum. Für diese Anwendung ist der Rahmensattel (zuerst als Schwimmrahmensattel in Serie), bei dem sich nur auf einer Seite Kolben befinden, besonders geeignet. Die Reaktionskraft des auf der Scheibeninnenseite angeordneten Bremskolbens wird über den Rahmen auf die andere Seite übertragen. Die Bremsbeläge stützen sich dabei tangential direkt am Halter ab, der wiederum mit der Radnabe oder dem Achsschenkel fest verschraubt ist. Aufgrund der großen Öffnung über den Bremsbelägen ergeben sich ein ungehinderter Zugang und eine verbesserte Kühlung, wodurch sich niedrigere Bremsflüssigkeitstemperaturen realisieren lassen. Abbildung 2.19 zeigt einen Rahmensattel mit Bremsscheibe (1), Bremskolben (2), hydraulischem Anschluss (3), Entlüftungsschraube (4), Halter (5) und Rahmen (6). [3]

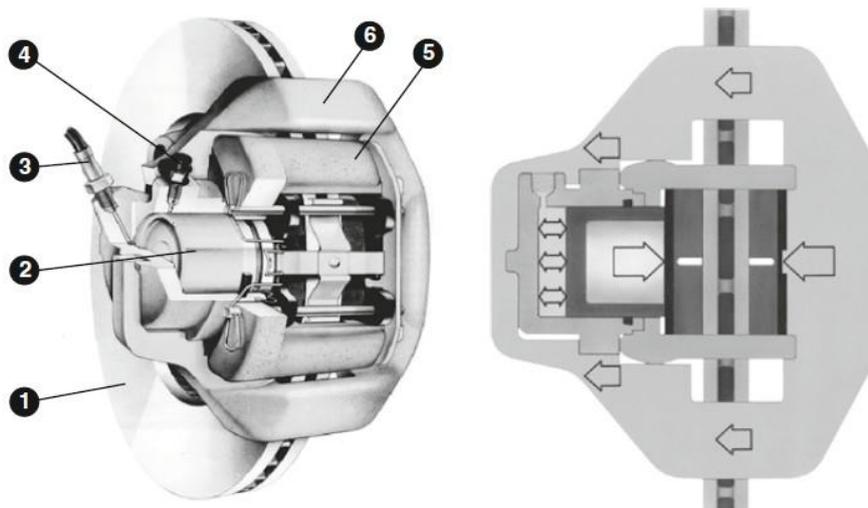


Abbildung 2.19: Schwimmrahmensattel [3]

2.2.2.3 Faustsattel

Gleich wie beim Rahmensattel ist auch beim Faustsattel der Bremskolben auf der Innenseite der Bremsscheibe angeordnet. Aufgrund dieser Anordnung wird radseitig nur wenig Platz

benötigt, was einen negativen Lenkrollradius ermöglicht, sogar in Kombination mit Vorderradantrieb. Die Vorteile des Faustsattels sind eine große Belagfläche und optimale Belagform sowie geringes Gewicht und geringe Einbaumaße. Das einteilige Gehäuse gleitet auf den Armen eines am Radträger festgeschraubten Halters, welche felgenseitig durch eine angegossene Brücke verbunden sein können. Die Vorteile des Faustsattels ergeben sich aufgrund der auf der Scheibeneinlaufseite liegenden axialen Reibkräfte. Das bedeutet einerseits einen parallelen Bremsbelagsverschleiß wegen des gleichmäßigen Kontakts zwischen Belag und Reibfläche. Andererseits führt es aber auch zu einer Reduktion der Geräusche der Bremse, in diesem Fall speziell des Bremsenquietschens. [3]

2.2.2.4 Faustsattel Neu

Aufgrund der konstruktiven Ausführung des FN-Faustsattels ergibt sich ein ähnlich großer Reibradius, wie er sonst nur bei innen umgriffenen Scheiben möglich ist. Bei dieser Ausführung kann das Gehäuse an der Engstelle sehr lang und dünn ausgeführt werden, ohne die Steifigkeit zu beeinträchtigen. In Abbildung 2.20 ist ein Faustsattel der Bauart FN mit Bremsscheibe (1), Bremskolben (2), hydraulischem Anschluss (3), Dämpfungshülsen (4), Halter (5) und Rahmen (6) dargestellt. [3]

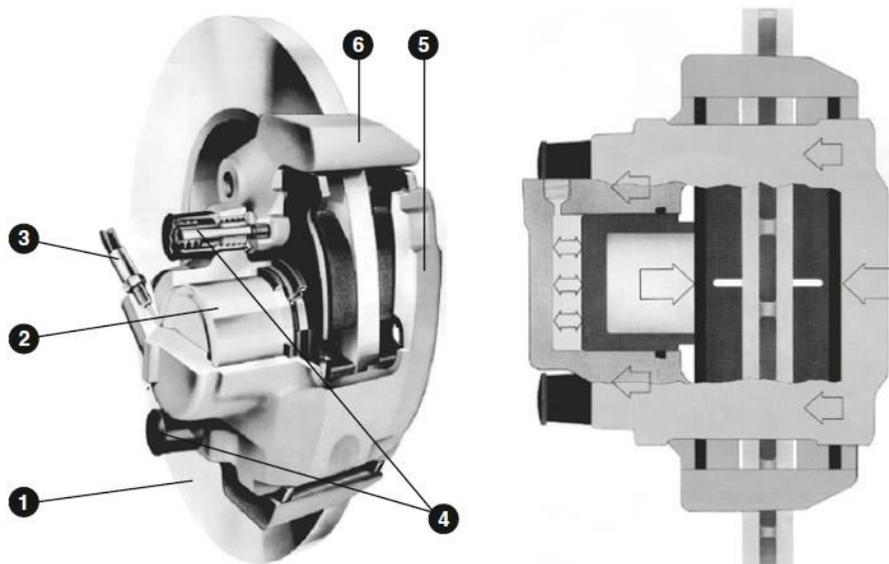


Abbildung 2.20: Faustsattel Bauart Teves FN [3]

Durch den Aufbau des Faustsattels FN ist es möglich, die Bremsbeläge beim Bremsen teilweise als gezogene Beläge zu verwenden. Das sogenannte Pull-Push-Prinzip ist in Abbildung 2.21 dargestellt. [3]

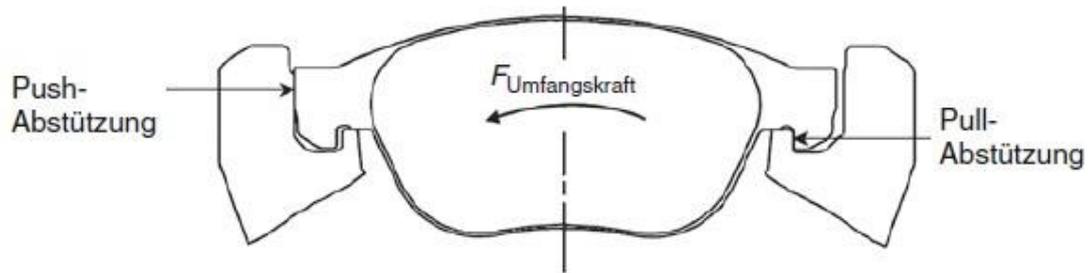


Abbildung 2.21: Gezogene Beläge (Pull-Push-Prinzip) [3]

2.2.2.5 Fastrahmensattel FNR

Bei der Bauart FNR wird das Gehäuse wie beim normalen Faustsattel außen an den Armen des Halters herumgeführt. Auf der Seite der Felge wird die Gehäusebrücke mit der mittleren Gehäusepratze zu einem Gussteil verbunden. Durch diese Ausführung sind noch größere Scheibendurchmesser möglich. Abbildung 2.22 zeigt verschiedene Varianten von FNR Satteln, es handelt sich dabei um eine Ausführung aus Aluminium (FNR-AL), eine Composite-Ausführung mit Halter aus Aluminium beziehungsweise Brücke und Sattel aus Grauguss (FNRG) und einer reinen Grauguss-Ausführung (FNR). [3]



Abbildung 2.22: FNR-Varianten [3]

2.2.2.6 Kombiniertes Faustsattel

Beim kombinierten Faustsattel (FNc) werden Betriebs- und Feststellbremse vereint. Das heißt sowohl Bremsbeläge als auch Bremsscheibe werden für beide Aufgaben verwendet. Die Betätigung erfolgt bei der Betriebsbremse wie bei den sonstigen Ausführungen hydraulisch, die Feststellbremse wird hingegen mechanisch über einen Bowdenzug betätigt. Die Verschleißnachstellung der Feststellbremse ist allerdings aufwendiger zu realisieren als bei der Betriebsbremse. Abbildung 2.23 zeigt einen Kombi-Faustsattel bestehend aus einer Spannvorrichtung (1), einer Entlüftungsschraube (2), einem hydraulischen Anschluss (3), Dämpfungshülsen (4), einem Halter (5) und einem Rahmen (6). [3]

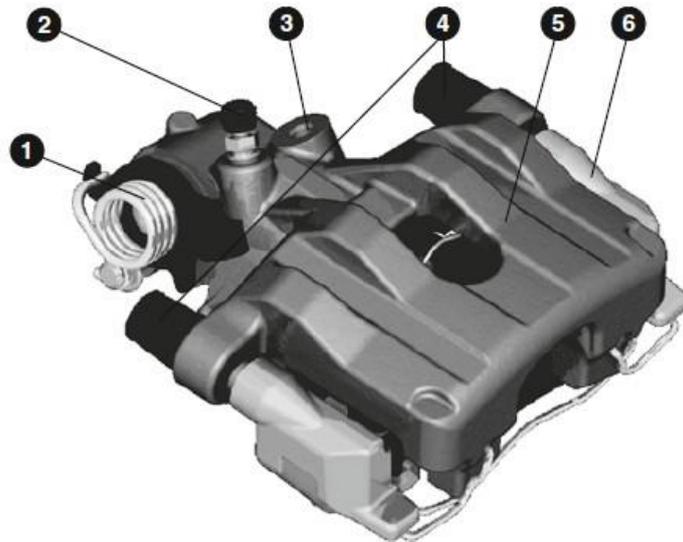


Abbildung 2.23: Kombi-Faustsattel FNc [3]

2.2.3 Bremsbelag

Der Reibkontakt zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe erzeugt aus der Spannkraft das erforderliche Bremsmoment. Der Bremsbelag wird dabei hauptsächlich durch physikalische und chemische Eigenschaften bestimmt. Wichtige Kennwerte für den Bremsbelag sind Reibwert, Reibwertkonstanz, geringer Belagverschleiß, minimale Geräuschbildung und geringe Kompressibilität. [3]

2.3 Anforderungen

Für die Entwicklung und Auslegung einer Pkw-Bremsanlage ist eine Vielzahl von Anforderungen relevant. Diese Anforderungen können in fahrzeugtechnische und menschliche Anforderungen eingeteilt werden. Da die ergonomischen Anforderungen wie zum Beispiel Pedalgeometrie, Pedalkennlinie usw. für die vorliegende Masterarbeit nicht relevant sind, wird auf diese nicht weiter eingegangen. Die fahrzeugtechnischen Anforderungen lassen sich nach Breuer in folgende Unterkategorien unterteilen: [3]

- Leistungsvermögen
- Fahrzeugverhalten
- Betätigung/Bedienung
- Einbausituation
- Energieversorgung Bremskraftverstärkung
- Thermische Randbedingungen
- Umgebungsbedingungen
- Geräusche und Schwingungen
- Craschanforderungen
- Umweltschutz

Da sich die Masterarbeit einerseits mit der konstruktiven Variantenerstellung und andererseits mit der Geometrieaufbereitung der CAD-Modelle für eine anschließende

Akustikberechnung beschäftigt, soll hier auch nur auf die Anforderungen aus dem Bereich Geräusche und Schwingungen eingegangen werden.

Die Optimierung des Schwingungsverhaltens eines Radbremssystems spielt neben der Auslegung der thermischen Leistungsfähigkeit eine entscheidende Rolle im Blick auf die Produktqualität. Insbesondere Kunden im Sportwagen- und Oberklassesegment akzeptieren keinerlei Bremsgeräusche und Vibrationen, wie zum Beispiel Bremsenrubbeln oder Lenkdrehschwingungen. Diese würden daher zu Beanstandungen und schlechten Bewertungen führen. Es gibt eine Vielzahl an Ursachen die Schwingungen und Geräusche der Bremsanlage auslösen können. Es werden somit hohe Anforderungen an den Entwicklungsprozess einer Bremsanlage gestellt, besondere Bedeutung wird dabei der Bremsscheibe zugemessen. Die Bremsscheibe kann dabei durch den Reibkontakt mit den Bremsbelägen in Schwingung versetzt werden oder sie kann durch Ungleichförmigkeiten Schwingungen in der Radaufhängung auslösen. [3]

2.3.1 Vibrationen

Bereits in Neufahrzeugen können Bremsscheiben die von Ihrer Idealgeometrie abweichen ungewünschte Effekte hervorrufen. Zu diesen Effekten gehören zum Beispiel das Pulsieren und das Rubbeln bei höheren Raddrehzahlen. Bemerkbar machen sich die Phänomene durch Dröhnen und Lenkraddrehschwingungen. Um diese Probleme in den Griff zu bekommen, wurden die geometrischen Vorgaben an Bremsscheiben in den letzten Jahren massiv erhöht. Bremsscheiben, bei denen die Dickenschwankung des Reibrings unter $10\ \mu\text{m}$ und der Scheibenschlag unter $25\ \mu\text{m}$ sind, verhalten sich dabei im Neuzustand unauffällig. Aufgrund der Verspannung der Bremsscheibe zwischen Radlagerflansch und Rad kann es zu Verzügen sowie zu Pulsier- und Rubbelerscheinungen kommen. Ausgelöst durch geometrische Unzulässigkeiten im Radlagerflansch beziehungsweise eine ungünstige Verspannung können diese Phänomene trotz einwandfreier Scheibengeometrie auftreten. Aufgrund der im Betrieb teilweise stark wechselnden Temperaturbeanspruchungen, hohen mechanischen Belastungen und der Witterungseinflüsse ist es sehr schwer, die anfänglich einwandfreie Scheibengeometrie über die gesamte Lebensdauer zu erhalten. Ziel ist es daher eine Verschlechterung der Geometrie nur soweit zuzulassen, dass es bei dem positiven unauffälligen Verhalten bleibt. [3]

Eine der vielen Ursachen für Bremsfehlverhalten, wie zum Beispiel das Rubbeln, ist die thermische Verformung der Bremsscheibe beim Bremsvorgang. Durch die temperaturbedingte Ausdehnung der Reibringe ergibt sich, aufgrund der Anbindung an den Bremsscheibentopf, eine tellerförmige Verformung, auch Schirmung genannt. In Abbildung 2.24 ist diese typische Verformung in überhöhter Form dargestellt, die Temperaturverteilung ist dabei durch den unterschiedlichen Farbverlauf dargestellt. Die Schirmung kann durch eine geeignete konstruktive Gestaltung der Bremsscheibe minimiert werden. Über die Lebensdauer einer Bremsscheibe gesehen kann die Schirmung zu Dickenschwankungen und somit zu Bremsrubbeln führen. [3]

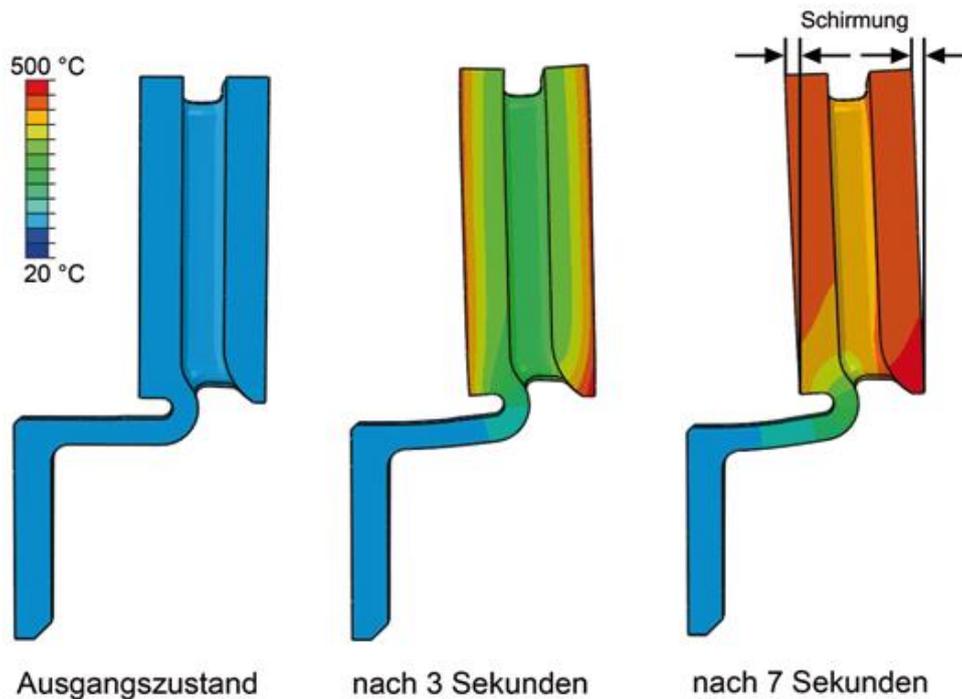


Abbildung 2.24: Schirmung einer Bremsscheibe [3]

Durch die hohe thermische Belastung lassen sich auch metallurgische Umwandlungseffekte beobachten, die eine ungleichmäßige Reibwertverteilung verursachen. Bedingt durch die Vielzahl an Einflussfaktoren erfordert die Entwicklung der Bremsanlage eine intensive und genaue konstruktive Auslegung und versuchstechnische Optimierung um die Rubbelerscheinungen zu beheben. [3]

2.3.2 Geräusche

Die durch den Reibvorgang zwischen Belag und Bremsscheibe angeregten komplexen nichtlinearen Schwingungen verursachen meist höherfrequente Bremsgeräusche, wie zum Beispiel Bremsenquietschen. Gekennzeichnet sind sie durch gekoppelte Strukturschwingungen von Bremsscheibe, Bremssattel und anderen Bauteilen. Da bei Bremsenquietschen der größte Einfluss von der Schallabstrahlung der Bremsscheibe kommt, ist diese auch hier eines der zentralen Auslegungskriterien. In diesem Zusammenhang sind den Eigenfrequenzen und Eigenschwingungen der Bremsscheibe besondere Bedeutungen beizumessen. Um schon in frühen Entwicklungsphasen instabile Strukturschwingungen zu vermeiden, werden immer häufiger numerische Methoden eingesetzt. Als Beispiel sei hier die komplexe Eigenwertanalyse genannt. Abbildung 2.25 zeigt die berechnete instabile Eigenform einer Radbremse und die zugehörige Eigenform der Bremsscheibe. Durch die Änderung von Bauteilsteifigkeiten beziehungsweise Bauteilmassen kann aktiv in dieses System eingegriffen werden. Dadurch kann das Aufklingen instabiler Reibschwingungen verringert, wenn nicht sogar vermieden werden. [3]

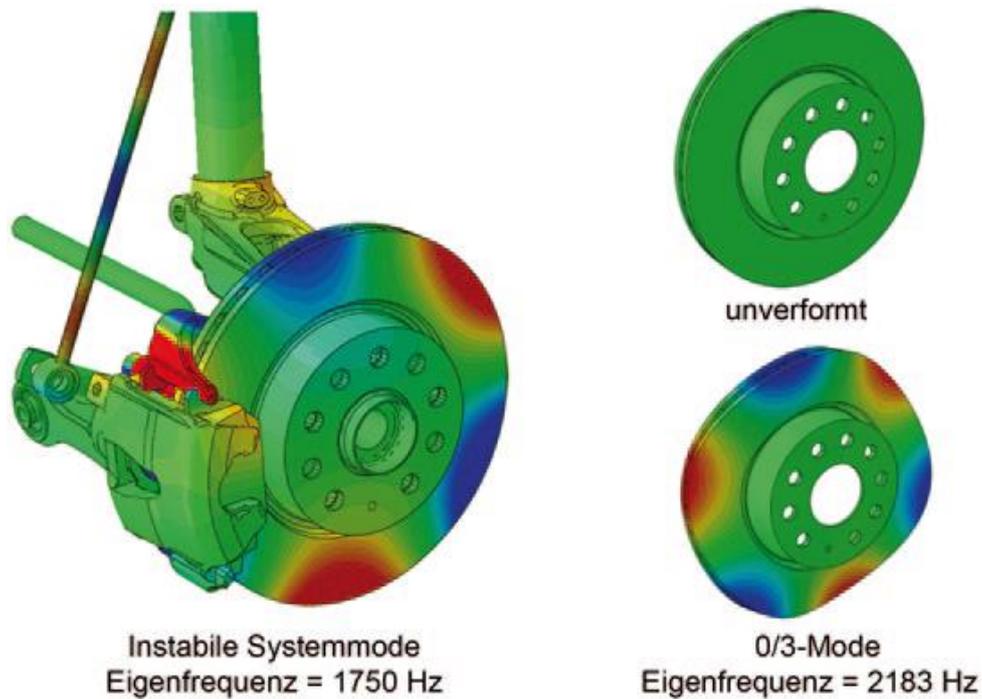


Abbildung 2.25: Eigenformen von Radbremse und Bremsscheibe [3]

Bei der Behebung von Quietschproblemen sind neben den numerischen Methoden auch Versuche notwendig. Mithilfe des intensiven Einsatzes der computergestützten Methoden ist es dabei möglich eine optimale Ausgangssituation zu schaffen, um den Aufwand für kostspielige Versuche möglichst gering zu halten. Bedingt durch die unzähligen Einflussfaktoren wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Belagkonditionierung, Korrosion und die Ankoppelung an das Fahrzeug, ist das Auffinden von Geräuschen letztendlich aber nur durch Prüfstands- und Fahrzeugerprobungen möglich. Diese Geräuschereignisse können durch geeignete Maßnahmen wie Änderung der Massen, Steifigkeiten beziehungsweise durch sogenannte Sekundärmaßnahmen am Bremsbelag abgestellt werden. Bei den Sekundärmaßnahmen handelt es sich beispielsweise um Zwischenschichten auf der Belagrückenplatte, die hochfrequente Schwingungen dämpfen und so deren Übertragung verhindern. [3]

Als weiteres Beispiel für die Bremsgeräusche, die durch geeignete Maßnahmen behoben werden müssen, sei das Ächzen genannt. Dieses Phänomen tritt, durch die hohen Schleppmomente bedingt, besonders häufig bei Fahrzeugen mit Automatikgetriebe und leichter Bremsbetätigung im Quasi-Stillstand auf. Bei der Ursache für dieses Phänomen handelt es sich um den sogenannten Stick-Slip-Effekt, das bedeutet einen ständig wechselnden Übergang zwischen Haft- und Gleitreibung. Dabei entsteht durch die Übertragung über die Radaufhängung zur Karosserie ein dröhnendes Geräusch. Dieser Effekt kann durch spezielle Bremsbeläge behoben werden, allerdings mit Nachteilen in der Bremsleistung und im Ansprechverhalten. Abschließend lässt sich sagen, dass für die Entwicklung einer Bremsanlage heutzutage ein enormer Aufwand sowohl in der Konstruktion, Simulation als auch im Versuch notwendig ist. [3]

2.4 Auslegung und Simulation von Pkw-Bremsanlagen

Bei der Auslegung und Simulation von Bremsanlagen werden sowohl gesetzliche Vorschriften, Kundenanforderungen, Presse-Tests als auch industrielle Anforderungen berücksichtigt. [3]

2.4.1 Bremssystem Auslegung

Im Entwicklungsprozess eines Bremssystems werden heutzutage vielfach Simulationsmethoden und Werkzeuge eingesetzt. Mit deren Hilfe wird versucht die zu erwartende Bremsleistung bestmöglich an die Anforderungen anzugleichen. Im Anschluss daran werden die Komponenten unter Einhaltung der Anforderungen detailliert. Trotz modernster Methoden zur Vorauslegung ist speziell im Bereich Komfort (Geräusche und Vibrationen) eine Abstimmung des Systems am Prüfstand beziehungsweise am Fahrzeug unabdingbar. Dabei stellt das Schwingungsverhalten des Fahrwerks und dessen Zusammenspiel mit dem Bremssystem eine der größten Problemquellen hinsichtlich Geräuschemission am Fahrzeug dar. In den vergangenen Jahren konnte jedoch eine Reduktion der Validierungsschleifen durch den gezielten Einsatz von Geräuschprüfständen mit Standard-Prüfmatrix erreicht werden. [3]

Mit Hilfe von Berechnungs- und Simulationswerkzeugen werden im iterativen Prozess der Bremssystemauslegung die Einzelparameter zuerst grob festgelegt. Anschließend werden die Parameter schrittweise variiert, um das Bremssystem zu optimieren. Die Auslegungskriterien können dabei in folgende Bereiche gegliedert werden: [3]

- Bremsdynamik
- Betätigungs- und Übertragungseinrichtungen
- Thermische Auslegungskriterien
- Gesetzliche Anforderungen

Wie bereits erwähnt, kann durch den Einsatz von computergestützten Berechnungen (CAE) die Anzahl der notwendigen Versuchsschleifen verringert werden. Bei früheren Bremssystemauslegungen lag das Hauptaugenmerk auf der Erreichung der erforderlichen Bremsleistung und der Bauteilsicherheit. Wohingegen bei heutigen Entwicklungen ca. 80% des Entwicklungsaufwands auf Optimierung des Bremskomforts (Geräusche, Vibrationen) entfallen. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die verwendeten Methoden und Werkzeuge bei der Entwicklung eines Bremssystems. Es ist auch ersichtlich, dass sich die Gesamtentwicklungszeit von 1990 bis 2003 mehr als halbiert hat. [3]

Tabelle 2.1: Vergleich der Bremssystementwicklung 1990 und 2003 [3]

1990	2003
Grobe Auslegung der Bremssysteme basierend auf Erfahrungswerten und Entwicklung bis zur Vorserie parallel mit mindestens einem Wettbewerber	Nominierung des Lieferanten nach Angebotsabgabe basierend auf Spezifikation des Lastenhefts.
Konzeptausarbeitung mit anschließender Entwicklung von Prototypen	Computergestützte Auslegung (hydraulische Dimensionierung, thermische Auslegung und Lebensdauerauslegung) mit anschließender Entwicklung von Prototypen
Durchschnittlich 5 Baustufen zur Leistungsoptimierung bis zur endgültigen Bremsauslegung. Musterbau zur Definition des Einbauraums.	Zwei Baustufen zur Leistungsoptimierung. Zumeist Einbauräumsimulation im virtuellen Bauraum. Vereinzelt auch Musterbau.
Durchschnittlich 3 weitere Baustufen zur Feinabstimmung im Fahrzeug zur Serienreife	Komfortoptimierung auf dem Prüfstand und im Fahrzeug mit durchschnittlich drei Baustufen bis zur Serienreife.
Gesamtentwicklungszeit 6-10 Jahre	Gesamtentwicklungszeit 2-4 Jahre

2.4.2 Simulation von Bremssystemen

Aus der Entwicklung von Bremssystemen sind die rechnergestützten Verfahren und Simulationsmethoden nicht mehr wegzudenken. Dabei kommen je nach Auslegungskriterium unterschiedliche Methoden zum Einsatz. Es wird aber auch wie im Entwicklungsprozess in Abbildung 2.26 ersichtlich, das Zusammenspiel der einzelnen Methoden genutzt. Mithilfe dieser Werkzeuge und Methoden lassen sich die Entwicklungskosten und die Entwicklungszeit senken, bei gleichzeitiger Erhöhung der Produktqualität. Die Vorteile dabei sind: [3]

- Funktionalitätstest im frühen Entwicklungsstadium
- Einsparen von Prototypen im Entwicklungsprozess
- Teilweiser Ersatz von zeitaufwendigen Fahrzeugtests durch simulierte Tests
- Funktionalitätssicherheit im gesamten Einsatzbereich (speziell für Fehlerfälle und in Extremsituationen)
- Optimierung von Funktionalität und Zeitverhalten (Ansprechverhalten eines Bauteils)
- Analyse der Bauteilschwingungen zur Reduzierung von Geräuschen

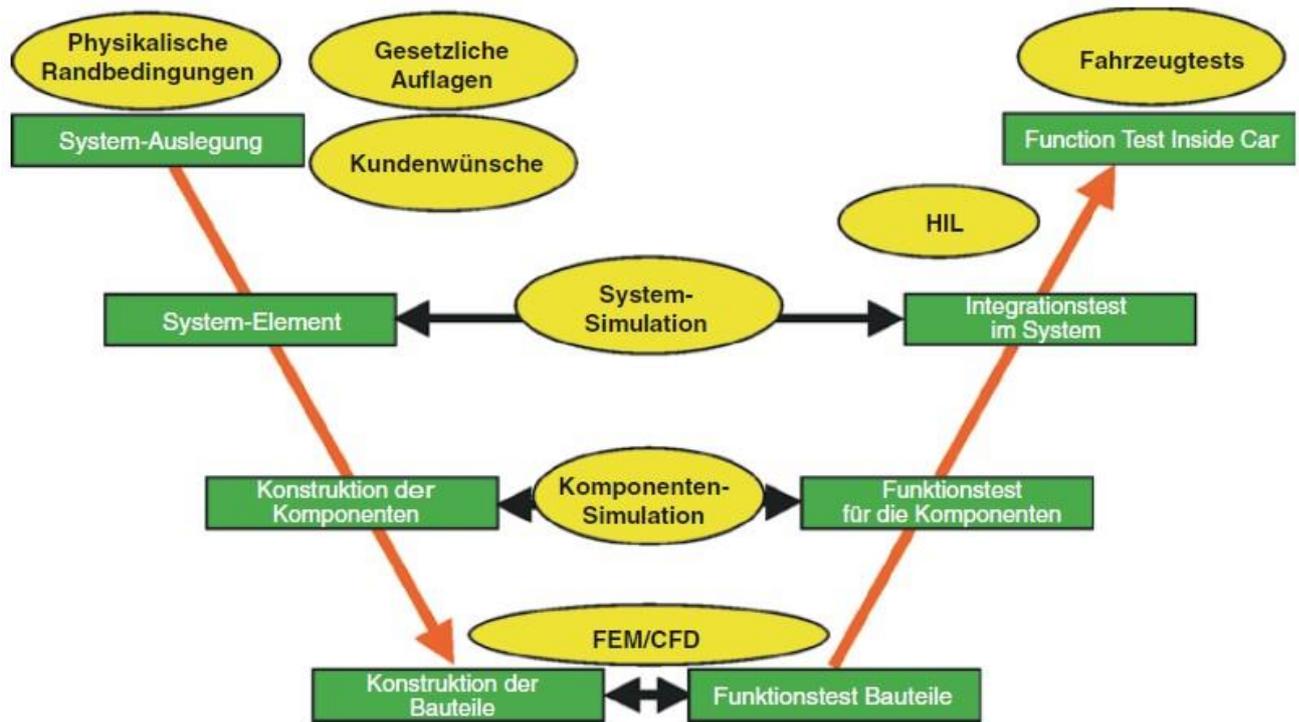


Abbildung 2.26: V-Prozess der Bremssystementwicklung [3]

Zuerst erfolgt eine grobe Erstausslegung des Bremssystems auf Basis der Fahrzeuganforderungen. Ein Modell mit groben Beschreibungen und vereinfachten Komponenten dient dabei als Grundlage. Daran anschließend erfolgt die konstruktive Auslegung der einzelnen Komponenten. Aus diesen werden dann dreidimensionale Modelle für eine detaillierte Funktionsüberprüfung und Optimierung abgeleitet. Mithilfe der Ergebnisse dieser Analysen lassen sich dann detaillierte 3D-CAD Modelle erzeugen, die dann zur Simulation komplexer Probleme herangezogen werden können. Zur Echtzeit-Simulation muss eine Vereinfachung der Modelle vorgenommen werden oder die Modelle werden durch eine kombinierte Entwicklungsumgebung aus Versuchsteilen und mathematischen Modellen (HIL) ersetzt. [3]

2.4.2.1 Systemauslegung

Hier bieten zum Beispiel Berechnungsprogramme zur Berechnung der Bremskraftverteilung, das heißt der Bremskräfte an der Vorder- und Hinterachse, immense Vorteile. In diesen Programmen sind grundlegende Gleichungen und Werte bereits hinterlegt. Damit ist es möglich schnell reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten und die Ein- und Ausgabewerte bleiben für weitere Analysen vorhanden. Außerdem ermöglicht es eine standardisierte Erstellung von Tabellen und Diagrammen, was eine leichtere Bewertbarkeit der Ergebnisse ermöglicht. Die Auslegung eines Bremssystems beinhaltet außerdem: [3]

- Vergleich von Systemwerten mit gesetzlichen Anforderungen (z.B. ECE R13 H, FMVSS 135)
- Pedalkraft und Pedalweg (Pedalcharakteristik)
- Handbremshebelkraft und -weg
- Belagbelastungen (Energieeintrag, Scherkräfte, etc.)

- Kundenanforderungen (Visualisierung von Grenzkurven in Diagrammen)
- Temperaturerhöhung von Belag und Bremse
- Einfluss der Temperaturerhöhung auf verschiedene Kennwerte, insbesondere Pedalkräfte und -wege (Folgestopps, AMS-Test)

2.4.2.2 Analyse der Bremssystemkomponenten

Die Systeme der rechnergestützten Funktionsanalyse (CAE) spielen mittlerweile in jeglichen Produktentwicklungsprozessen eine immer größere Rolle. Dies trifft natürlich auch auf die Entwicklung eines Bremssystems zu. Die eingesetzten Werkzeuge sind dabei die Finite-Elemente-Methode bei Festkörpern und die Methode der finiten Volumina bei der Berechnung von Strömungen. Dabei kommt bei modernen Bremsanlagen dem Komfort- und Schwingungsverhalten eine immer größere Bedeutung zu. Trotzdem müssen sogenannte Grundanforderungen wie die Funktionsfähigkeit, die Bauteilfestigkeit sowie das Aufbringen der Bremsleistung immer erfüllt werden. [3]

Mithilfe der FEM können bereits frühe konstruktive Entwürfe überprüft werden, da die Baugruppen und Bauteile bereits virtuell vorhanden sind. Bei einer guten Abstimmung der verwendeten Methoden mit Hilfe von Versuchsdaten ist es dadurch möglich, dass die virtuell abgesicherten Entwürfe allen Versuchen in der späteren Entwicklung standhalten. Die virtuellen Daten bestehen dabei aus einer Geometrie, die mit Hilfe von CAD Systemen definiert wird. Außerdem sind noch physikalische Eigenschaften wie das Material oder die Betriebstemperatur erforderlich. Wenn bei der Funktionsüberprüfung durch Versuche Fehler auftreten, können die computergestützten Methoden dabei helfen, die Problematiken zu verstehen und Lösungen zu finden. [3]

Bei der Entwicklung von Bremssystemen findet eine Vielzahl an verschiedenen CAE Methoden Anwendung. Dabei handelt es sich einerseits um im Maschinen- und Fahrzeugbau übliche Verfahren wie Festigkeitsberechnungen, Steifigkeitsberechnungen, thermische Berechnungen sowie Strömungsberechnungen von Luft und Hydraulikflüssigkeiten. Andererseits kommen bei der Entwicklung von Bremssystemen aber auch spezielle Verfahren zur Anwendung, die an die Problematiken der Bremsen angepasst sind. Dazu gehört zum Beispiel die Schwingungsanalyse im Frequenzbereich von 0 bis 15000 Hz. Dieser Frequenzbereich umfasst sowohl den niederfrequenten Komfort (0 bis 100 Hz) als auch die Geräusche, die in einem Bremssystem entstehen können. Hierbei handelt es sich um den Sonderfall der selbsterregten Schwingung, die durch den Reibungsvorgang zwischen Belag und Scheibe verursacht wird. Die Geräusche können dabei je nach Frequenzbereich unterschieden werden: in Rubbeln (10 bis 100 Hz), Ächzen (100 bis 500 Hz), Heulen (500 bis 1000 Hz) und Kreischen (ab 1000 Hz). Speziell bei hochfrequenten Schwingungen werden die Grenzen der mittlerweile sehr leistungsfähig gewordenen CAE-Systeme schnell erreicht. [3] [6] [7]

Ein Beispiel für den Einsatz von CAE-Methoden für die Grundauslegung von Bauteilen ist die statische Analyse der Bremszange (siehe Abbildung 2.27). Die Steifigkeit der Bremszange hat wesentlichen Einfluss auf die Steifigkeit des Gesamtsystems und ist dadurch ein wesentliches Kriterium für das „Pedalgefühl“ des Fahrers. Zusätzlich lassen sich durch Berechnung der Spannungen und Koppelung mit Materialdaten Rückschlüsse auf die Festigkeit und die Lebensdauer ziehen. [3]



Abbildung 2.27: FEM-Analyse der Materialbeanspruchung und Aufweitung einer Bremszange [3]

Bei der Bremsscheibe kommt es aufgrund der vom Betrieb verursachten ungleichmäßigen Temperaturverteilung zu thermisch bedingten Verformungen (siehe Abbildung 2.28). Die Schrägstellung des Reibrings, die sogenannte Schirmung, kann dabei durch gezielte konstruktive Auslegung des Bremsscheibenquerschnittes beeinflusst werden. Durch diese Verformung entsteht eine ungleichmäßige Belaganpressung und daraus folgend auch eine ungleichmäßige Belagabnutzung sowie ein verlängerter Pedalweg. [3]

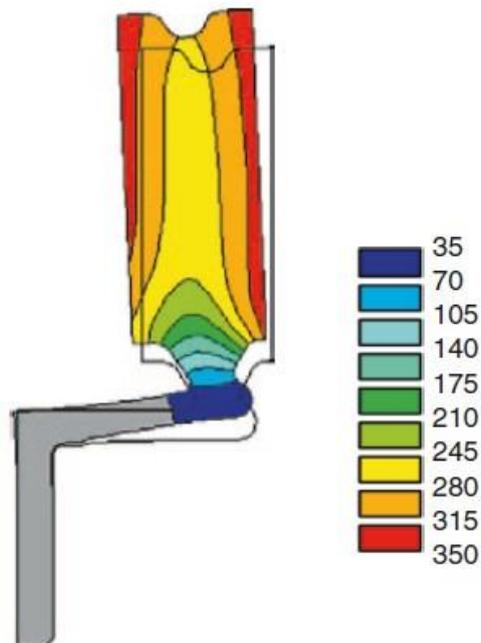


Abbildung 2.28: Schirmende Scheibe mit Temperaturfeld (°C) [3]

Die komplexe Eigenwertanalyse hat sich bei Bremssystemen für die Analyse des Bremsenquietschens, das in einem Frequenzbereich zwischen 1000 und 15000 Hz liegt,

2. Kraftfahrzeugbremse

bewährt (siehe Abbildung 2.29). Das Gleichungssystem dieser Analyse enthält auch das Gesetz der Coulomb'schen Reibung und ermöglicht so die Betrachtung von instabilen Schwingungen. Diese instabilen Schwingungen können abhängig vom Frequenzbereich und Bewegungsform gemessenen Geräuschen zugeordnet werden. Die großen FE-Modelle von Bremse, Scheibe und Achsbauanteilen erfordern das Lösen von Gleichungssystemen mit über 300.000 Freiheitsgraden. Dazu sind besonders effiziente mathematische Verfahren notwendig. [3]

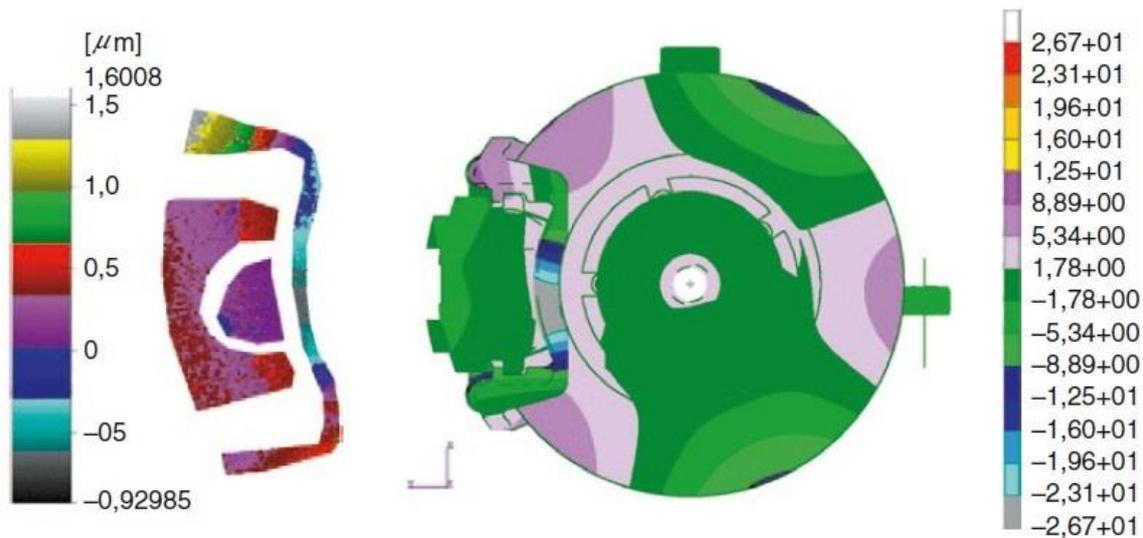


Abbildung 2.29: Analyse von Bremsgeräuschen - Laser Holografie Messung (links) und Simulation (rechts) [3]

Eine weitere angewandte Methode ist die Strömungssimulation (CFD), die zum Beispiel für innenbelüftete Bremscheiben (siehe Abbildung 2.30), pneumatische Bremsverstärker und hydraulische Ventile verwendet wird. Aufgrund der immer größer werdenden Anzahl an elektrischen und elektronischen Regelsystemen in den Bremssystemen wird es notwendig, auch diese zu betrachten. Zum Einsatz kommen dabei Methoden der finiten Elemente zur Untersuchung der elektrischen oder magnetischen Felder. Außerdem werden die Ergebnisse der aufgezählten Analyseverfahren auch für die Festlegung von Parametern für Komponenten- und Systemsimulationen im Zeitbereich verwendet. [3]

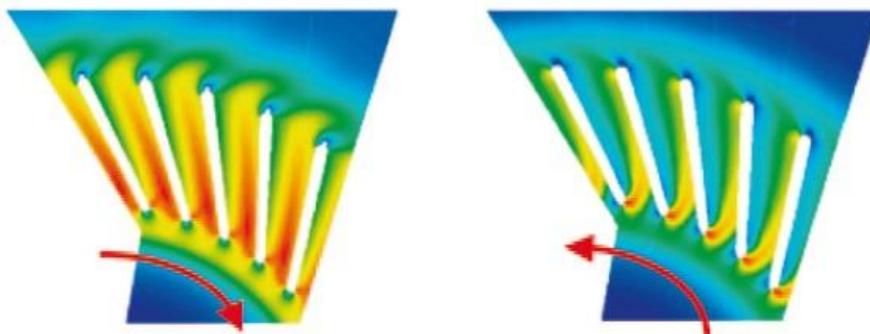


Abbildung 2.30: Simulation von Kühlluft-Strömung durch eine Bremscheibe [3]

Bei Bremssystemen kommen unter anderem folgende physikalische computergestützte Simulationen zum Einsatz: [3]

- Mechanische Analysen von Bremse, Belag, usw.
- Hydraulische Analysen von Leitungen, Ventilen und Hauptzylinder
- Pneumatische Analysen des Vakuum-Bremskraftverstärkers
- Elektro-Magnetische Analysen, zum Beispiel von Magnetventilen
- Thermische Analysen von Bremse, Belag und Brems Scheibe
- Untersuchung des Regelalgorithmus der ECU

Für jedes Gebiet sind spezielle Simulationspakete vorhanden, mit diesen sind außerordentlich gute Ergebnisse in dem gewünschten Bereich erzielbar. Aufgrund der Tatsache, dass Bauteile aber auch von mehreren dieser Analysegebiete betroffen sein können, werden diese spezialisierten Lösungen erweitert, um mit ihnen zusätzliche Bereiche erfassen zu können. Ein Beispiel für die übergreifenden Simulationsaufgaben stellt zum Beispiel Mechanik und Pneumatik eines Bremskraftverstärkers dar. An Detaillierungsstufen für die Modellierung von Komponenten lassen sich die folgenden vier unterscheiden: [3]

- **Detailliertes Modell:** Diese Modelle sind gedacht um Grundsatzuntersuchungen durchzuführen, dabei werden alle Effekte im Modell abgebildet. Es ist eine kleine Integrationsschrittweite notwendig und der Integrationsalgorithmus kann frei gewählt werden. [3]
- **Optimierte Modelle:** Es werden nur mehr jene Effekte betrachtet, die auf das gewünschte Untersuchungsgebiet einen entscheidenden Einfluss haben. Diese Art der Modelle stellt ein Optimum zwischen Realitätsnähe und Rechenzeit dar. [3]
- **Vereinfachte Modelle:** Bei diesen Modellen werden nur mehr die unbedingt notwendigen Umfänge berechnet und alle rechenzeitintensiven Effekte vernachlässigt. Der aus diesen Modellen resultierende Code wird für HiL-Systeme verwendet. [3]
- **Transfer-Funktionen:** Hier werden Eingangs- und Ausgangsgrößen über Funktionen oder Kennfelder verknüpft. Diese Funktionen, die keine Verbindung mehr zu den physikalischen Prozessen haben, werden meist in Regelalgorithmen angewandt. [3]

Je nach dem welche physikalischen Effekte betrachtet werden ergeben sich unterschiedliche Schrittweiten der Integration für die Teilmodelle. Aufgrund dieser teilweise sehr geringen Integrationsschrittweiten ergeben sich bei der Simulation von Bremssystemen hohe Rechenzeiten. Aufgrund der niedrigeren Elementzahl werden bei Akustiksimulationen daher Hexaeder-Elemente eingesetzt um den Simulationsaufwand zu verringern. Typische Werte für Integrationsschrittweiten sind in Tabelle 2.2 dargestellt. [3]

Tabelle 2.2: Integrationsschrittweiten für verschiedene Anwendungsgebiete [3]

Simulationsmodellaufgabe	Integrationsschrittweite
Fahrzeug mit Radaufhängung	1 ms
Reifen	1 ms
Hydraulikleitungen	100 μ s
Hydraulikventile	10 μ s
Bremskraftverstärker mit Hauptzylinder	50 μ s
Bremse	200 μ s

2.4.2.3 Gesamtsystem-Simulation

Eine Gesamtsystemsimulation ist notwendig um die Auswirkungen des Bremssystems auf das Fahrzeugverhalten zu bewerten. Eines der wichtigsten Ziele im Entwicklungsprozess eines Kraftfahrzeuges ist ein bestmögliches Fahrzeugverhalten zu erreichen. Zur Durchführung einer Gesamtsystem-Simulation wird auf die bereits erstellten Modelle der Komponenten-Simulation zurückgegriffen. Ergänzt werden sie durch zusätzliche Modelle die das Fahrzeugverhalten beim Befahren einer vordefinierten Strecke beschreiben (siehe Abbildung 2.31). Des Weiteren können damit Wechselwirkungen zwischen Bauteilen, die bei einer Komponenten-Simulation nicht auftreten würden, betrachtet werden. Als Beispiel dafür sind vor allem schwingungsfähige Systeme zu nennen. Bei manchen Komponenten sind die Einflüsse von und auf die Umgebung derart groß, dass es vernünftiger ist, die Randbedingungen durch weitere Simulationsmodelle zu ersetzen. Speziell bei Regelalgorithmen (zum Beispiel ABS, ESP, usw.) müssen Sensorwerte (Raddrehzahlen, Beschleunigungen, usw.) oft durch Fahrzeugmodelle simuliert werden. Ein weiterer Vorteil ist die Reproduzierbarkeit der Randbedingungen im Vergleich zu Fahrzeugtests. [3]

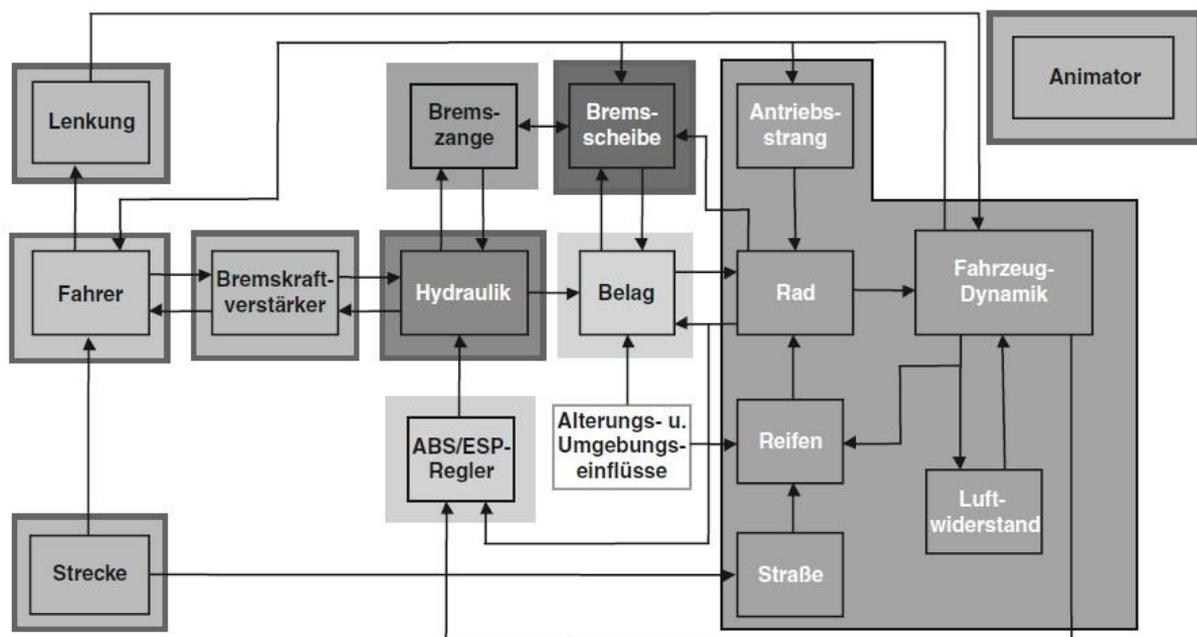


Abbildung 2.31: Interaktionen der Gesamtsystem-Simulation [3]

Da die Rechenzeit bei Gesamtsystem-Simulationen eine entscheidende Rolle spielt, werden meist optimierte oder vereinfachte Modelle verwendet. Außerdem kann es notwendig sein,

dass das System um zusätzliche Modelle wie Fahrzeug, Lenkung, Motor, Radaufhängung, Reifen, Straße und Fahrer erweitert wird. Dabei muss den Schnittstellen zwischen den verwendeten Modellen besondere Beachtung geschenkt werden, um eine Austauschbarkeit bei zum Beispiel verschiedenen Detaillierungsgraden zu ermöglichen. Für eine Gesamtsystem-Simulation ist es außerdem notwendig, dass die einzelnen Modelle Interaktionen miteinander ausführen. Das kann einerseits dadurch erreicht werden, dass alle Modelle in ein und derselben Simulationsumgebung integriert werden. Das bedeutet eine einfache Handhabung und einen einfachen Datenaustausch während der Simulation. Allerdings ist es meistens sehr schwierig beziehungsweise mit großem Aufwand verbunden, die unterschiedlich aufgebauten Modelle mit unterschiedlichen Schrittweiten zu integrieren. Die zweite Möglichkeit sieht vor, dass die einzelnen Modelle in ihren eigenen Simulationsumgebungen laufen. Dabei können die speziellen Integrationsalgorithmen verwendet werden und es ist kein Aufwand für die Umwandlung notwendig. Eine besondere Herausforderung ist dabei aber die Kommunikation der einzelnen Simulationssysteme. Dadurch können bei häufigem Datenaustausch und intensiven Wechselwirkungen lange Rechenzeiten und Konvergenzprobleme auftreten. [3]

Im Gegensatz zur Komponenten-Simulation, wo oft schon Diagramme zur Darstellung der Ergebnisse ausreichen, ist bei einer Gesamtsystem-Simulation eine Animation des gesamten Fahrzeuges auf jeden Fall erforderlich. Daher müssen für jede Simulationsumgebung entsprechende Postprocessing-Möglichkeiten vorhanden sein. Aufgrund der immer höheren Anforderungen an die Simulation haben sich einige spezielle Anwendungen entwickelt. Bei einem HiL-System werden ein oder mehrere physikalische Bauteile in einer virtuellen Simulationsumgebung verwendet. Damit können in der Endphase des Entwicklungsprozesses Einzeltests oder automatisierte Dauertests von Komponenten durchgeführt werden, unter anderem zur Validierung der Ergebnisse aus der Akustiksimulation. Bei den HiL-Systemen handelt es sich also um eine Kombination von echtzeitfähiger Simulationshardware und eigens angepassten Modellen. Die Ergebnisse dieser Simulation dienen der Qualitätssicherung und müssen daher dokumentiert werden. Bei sogenannten Software-in-the-Loop-Systemen (SiL) werden die einzelnen Teilalgorithmen der Fahrzeugregelung in die Gesamtsystem-Simulation eingebunden. Dieses Verfahren kann daher im gesamten Entwicklungsprozess angewandt werden, um Änderungen und Verbesserungen zu testen. Außerdem können damit auch Fehleranalysen durchgeführt und diese korrigiert werden. Passabfahrt- und Folgestopp-Simulationen, mit oben angegebenen Simulationsmethoden, dienen hingegen der Simulation von extremen Bremsmanövern. Dadurch sollen Temperaturen der Bremse, des Bremsbelags und der Bremsscheibe betrachtet werden. [3]

3 Computerunterstützte Methoden (CAx) in der Bremsakustik-Entwicklung

Die Gesamtheit der rechnerunterstützten Systeme, die in einem Unternehmen verwendet werden, wird als CAx-Systeme bezeichnet. Die Bezeichnung CAx bedeutet dabei „Computer Aided Everything“, das heißt CA für „Computer Aided“ also computerunterstützte und x als Platzhalter für die verschiedensten Anwendungen. Ein Beispiel eines für die vorliegende Arbeit relevanten Systems ist CAD, wobei das D für „Design“ im Sinne von Entwurf und Konstruktion steht, ein computerunterstütztes System welches vorwiegend den Konstruktionsprozess unterstützt. Als zweites Beispiel ist hier CAE zu nennen, das für „Computer Aided Engineering“ steht. Diese Bezeichnung umfasst die gesamte rechnerunterstützte Ingenieurstätigkeit im Sinne von Berechnung und Simulation. In Tabelle 3.1 sind verschiedene CAx-Systeme beschrieben. [8] [9]

Tabelle 3.1: Ausgewählte CAx-Methoden

Abkürzung	Erklärung
CAD	Computer Aided Design, rechnergestütztes Konstruieren und Entwerfen
CAE	Computer Aided Engineering, rechnergestützte Berechnung und Simulation.
CAM	Computer Aided Manufacturing, rechnergestützte Fertigung
CAQ	Computer Aided Quality Assurance, rechnergestützte Qualitätssicherung
CAT	Computer Aided Testing, automatisierte, computergestützte Versuchsdurchführung und Auswertung
DMU	Digital Mock-Up, hauptsächlich für Gesamtmodell Darstellungen, z.B. für Bauraumuntersuchungen

Keines der CAx-Systeme darf als alleinstehende Insellösung betrachtet werden, da im gesamten Produktentwicklungsprozess in der heutigen Zeit eine Vielzahl an verschiedenen Systemen eingesetzt wird. Aufgrund der immer kürzeren Entwicklungszeiten und der stetig steigenden Qualität ist der verstärkte Einsatz von CAx-Systemen aus der Automobilindustrie nicht mehr wegzudenken. Der Einsatz dieser Systeme wird in Zukunft sogar noch wichtiger werden. Daher ist vor allem der Datenaustausch zwischen diesen Systemen eines der wichtigsten Kriterien für die Optimierung der eingesetzten Hilfsmittel in diesem Prozess. Die Kernaufgabe ist dabei, jedem System zur entsprechenden Zeit die entsprechenden Daten in der gewünschten Form bereitzustellen. Daher ist die möglichst verlustfreie Konvertierung der Daten von einem zum nächsten System wünschenswert. Eine weitere Herausforderung ist, dass jedes CAx-System von eigenen Spezialisten bedient wird, daher ist auch die Kommunikation zwischen diesen Spezialisten eine Herausforderung für jedes Unternehmen. In Abbildung 3.1 sind die Verbindungen zwischen CAx-Systemen und deren Anwendern beispielhaft dargestellt. [8] [9] [10] [11] [12]

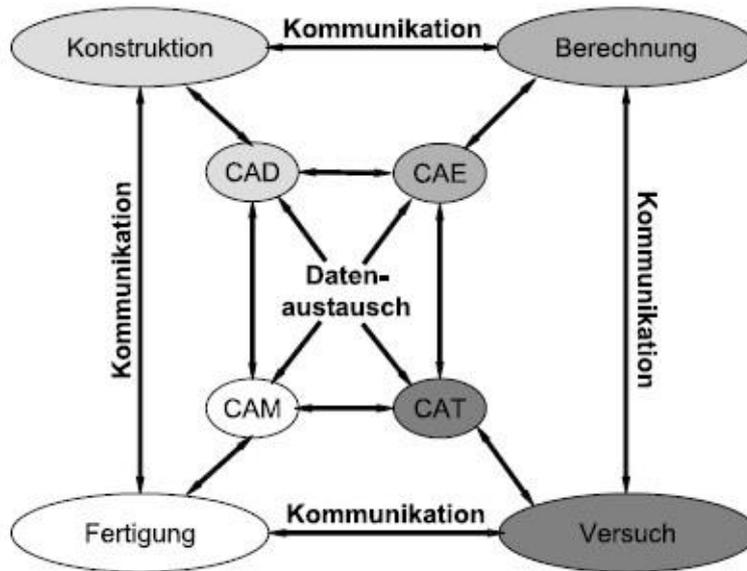


Abbildung 3.1: Verbindungen zwischen CAx-Systemen [9]

Durch den konsequenten Einsatz von CAx-Systemen können viele Fragestellungen bereits im Frühstadium der Produktentwicklung abgeklärt werden (sogenanntes Frontloading). Dabei können virtuelle Varianten verglichen und Probleme bereits vor der Erstellung von Prototypen aufgedeckt werden. Dies gelingt vor allem dadurch, dass durch gezielten Einsatz von Berechnungs- und Simulationsmethoden vielversprechende Varianten identifiziert und dann weiterentwickelt werden können. In Abbildung 3.2 sind dazu die Wahrscheinlichkeit der Fehlerentdeckung und der Aufwand der Fehlerbehebung im Vergleich mit und ohne CAx-Systemen dargestellt. Daran erkennt man, dass durch den gezielten CAx-Einsatz und die damit verbundene Fehlererkennung der Aufwand beziehungsweise die Kosten der Fehlerbehebung maßgeblich gesenkt werden können. [8] [9] [11] [12]

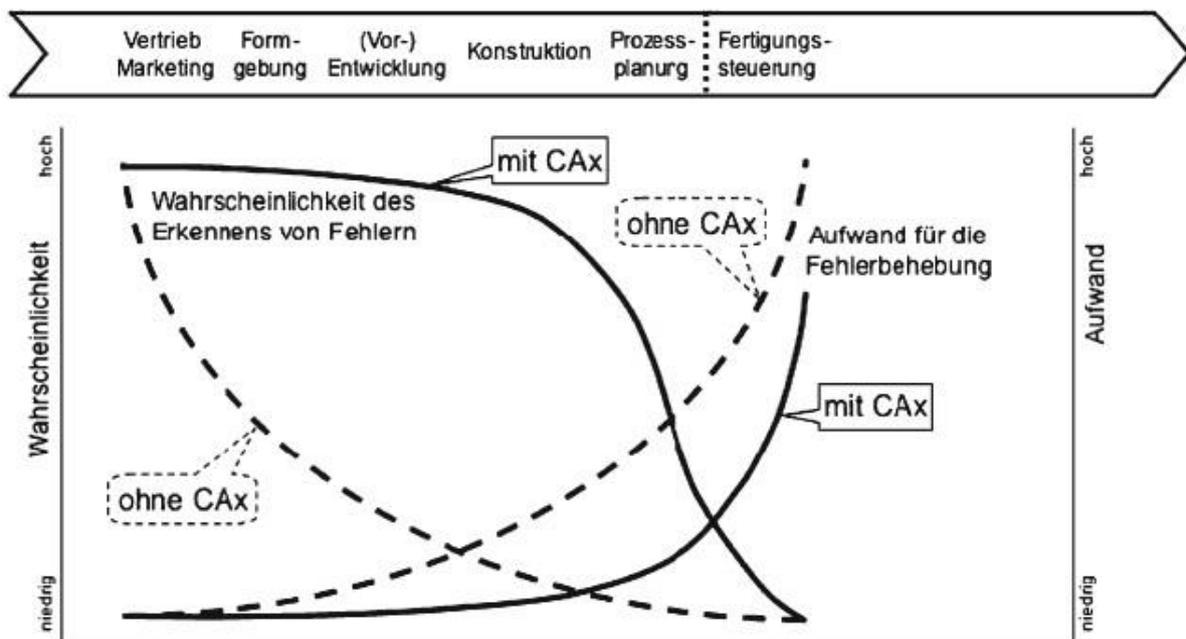


Abbildung 3.2: Fehlererkennung und Fehlerbehebung mit und ohne Einsatz von CAx [8]

In den folgenden Kapiteln soll auf die beiden für die Arbeit relevanten CAx-Systeme eingegangen werden. Aufgrund der Reihenfolge wie die Systeme im Produktentwicklungsprozess angewendet werden soll im Kapitel 3.1 zuerst auf CAD eingegangen werden. Anschließend erfolgt im Kapitel 3.2 eine Darstellung der in der Bremsakustik-Entwicklung eingesetzten CAE-Methoden.

3.1 Computer Aided Design (CAD)

Wie bereits erwähnt steht der Begriff CAD für die rechnerunterstützte Konstruktion, das heißt, CAD-Werkzeuge sollen den Konstrukteur in seiner täglichen Arbeit unterstützen. Dabei sollen sowohl die Erstellung der Geometrie als auch der Produktstruktur in der virtuellen Umgebung unterstützt werden. Das CAD-System oder auch Autorensystem genannt, ist dabei die Basis des gesamten virtuellen Produktentwicklungsprozesses, da die meisten anderen Systeme direkt oder indirekt auf die in erster Linie geometrischen Daten des CAD-Systems zurückgreifen. Die im CAD abgebildeten Daten reichen dabei von einfachen Bauteilen bis hin zu überaus komplexen Produktstrukturen. Ein Vorteil dieser zentralen Rolle des CAD-Systems ist unter anderem die Parallelisierung (Simultaneous Engineering). Diese beiden Methoden sind eine der Hauptgründe durch die die immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten in der Automobilindustrie überhaupt erst möglich geworden sind. [8] [13] [14]

In den nachfolgenden Kapiteln soll kurz auf die Grundlagen auf denen die CAD-Systeme aufbauen eingegangen werden. Dabei wird unterschieden zwischen 2D-Geometrien und der darauf aufbauenden 3D-Modellierung. Abschließend soll noch ein kurzer Überblick über die verschiedenen Modellarten sowie die parametrisch-assoziative Konstruktion und die wissensbasierte Konstruktion gegeben werden, da diese den Kern der in dieser Arbeit entwickelten Methodik darstellt.

3.1.1 2D-Geometrieelemente

Durch die Entwicklung hin zur 3D-Modellierung hat die alleinstehende 2D-Modellierung an Bedeutung verloren. Allerdings ist sie weiterhin als Bestandteil der 3D-Modellierung in Verwendung. Zum Einsatz kommt sie zum Beispiel in den Skizzierwerkzeugen oder als grundlegende Geometrieelemente aus denen durch weitere Operationen 3D-Elemente erstellt werden. Außerdem kommt sie auch zur Erstellung von Objekten in Zeichnungen oder bei der Definition von 2D-Schnitten zum Einsatz. In der 2D-Modellierung kann zwischen folgenden Elementen unterschieden werden: [8] [14]

Punkte: z.B. Start- und Endpunkte von Linien, Mittelpunkte von Kreisen, usw. (siehe Abbildung 3.3). [8]

Linie: z.B. eine Strecken zwischen dem Anfangspunkt P1 und dem Endpunkt P2, Kreise beschrieben durch den Mittelpunkt M und den Radius R, Kreisbögen mit Mittelpunkt M, Radius R und dem Anfangs- und Endpunkt (P1 und P2) oder mit Anfangs- und Endwinkel, Freiformkurven (siehe Abbildung 3.3). [8]

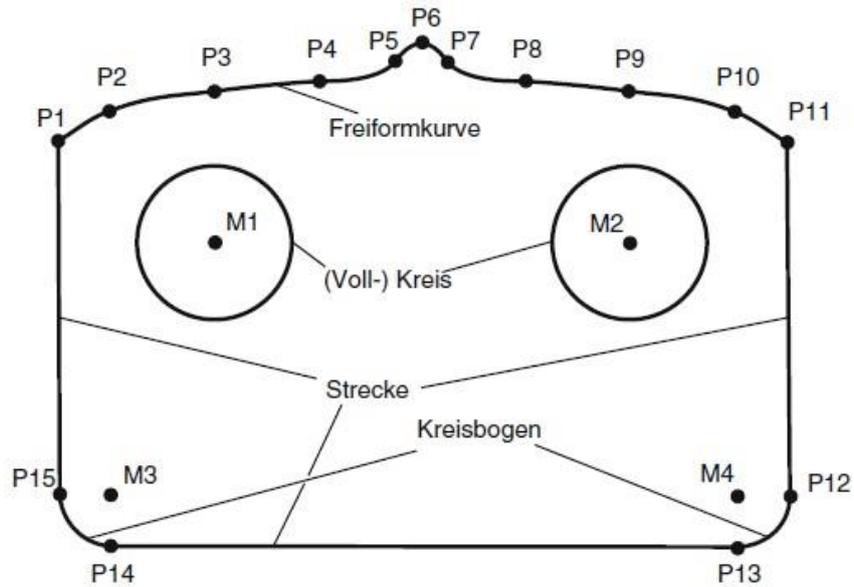


Abbildung 3.3: Linien und Punkte [8]

Strecken: durch mathematische Gleichungen beschriebene Geometrielemente ersten Grades (siehe Abbildung 3.3). [8]

Kegelschnitte: durch mathematische Gleichungen zweiten Grades beschriebene Kurven, die durch das Schneiden eines Kegels entstehen, z. B. Kreise, Ellipsen, Parabeln, Hyperbeln und Geradenpaare (siehe Abbildung 3.4). [8]

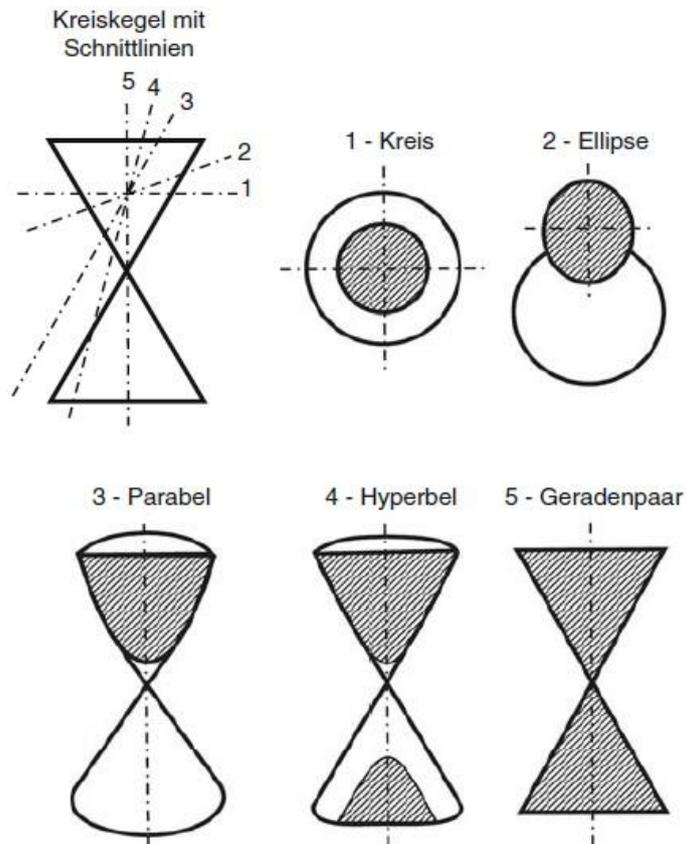


Abbildung 3.4: Kegelschnitte [8]

Freiformkurven: Alle Linien, die durch die mathematischen Gleichungen von Regelgeometrien der CAD-Systeme nicht mehr beschrieben werden können, werden als Freiformkurven beschrieben. Ansonsten könnten komplexere Linien im CAD-System nicht mehr dargestellt werden. [8] [14]

Mit Hilfe von Stützpunkten und dem mathematischen Verfahren der stückweisen Beschreibung können Freiformkurven im CAD-System definiert werden. Dabei kann man zwischen interpolierenden Freiformkurven und approximierenden Freiformkurven unterscheiden. Bei den Interpolierenden verläuft die Kurve exakt durch die Stützpunkte, wohingegen bei der Approximierenden sich die Kurve anhand bestimmter Regeln an die Stützpunkte annähert. Diese Regeln können zum Beispiel eine möglichst geringe Abweichung von den Stützpunkten oder eine stetige Differenzierbarkeit (z.B. Krümmungstetig) der Kurve sein. [8] [14]

Freiformkurven werden auch als Parameterkurven oder Splines bezeichnet, da die Kurven nicht implizit oder explizit angegeben werden sondern in Parameterdarstellung ($x=x(t)$, $y=y(t)$). Aus diesem Kurvenparameter t lassen sich die Koordinaten $x(t)$ und $y(t)$ für jeden Kurvenpunkt in der Ebene berechnen. Diese Darstellung kann auch auf den dreidimensionalen Raum erweitert werden ($z=z(t)$). Der Begriff Spline wird für Kurven verwendet, die mehrfach stetig differenzierbar sind und die in Segmenten des Definitionsbereiches x durch Polynome vom Grad n beschrieben sind. [8] [14]

3.1.1.1 Bezier-Kurven

Bei diesem Approximationsverfahren interpoliert die Kurve den Polygonzug der Stützpunkte an Anfangs- und Endpunkt. An allen weiteren Stützpunkten wird die Kurve approximiert (siehe Abbildung 3.5). Außerdem ist die Kurve an Start- und am Endpunkt tangential zum Polygonzug der Stützpunkte. Mithilfe weniger Iterationsschritte kann diese innerhalb der konvexen Hülle der Stützpunkte liegende Kurve einfach konstruiert werden. Die konvexe Hülle entspricht dabei dem äußeren Umriss aller Stützpunkte. Nachteile der Bezier-Kurven sind der mit der Anzahl der Stützpunkte ansteigende Polynomgrad und dass bei der Änderung von nur einem Stützpunkt die gesamte Kurve neu berechnet werden muss, da jeder einzelne Punkt Auswirkung auf die Gestalt der gesamten Kurve hat. [8] [14]

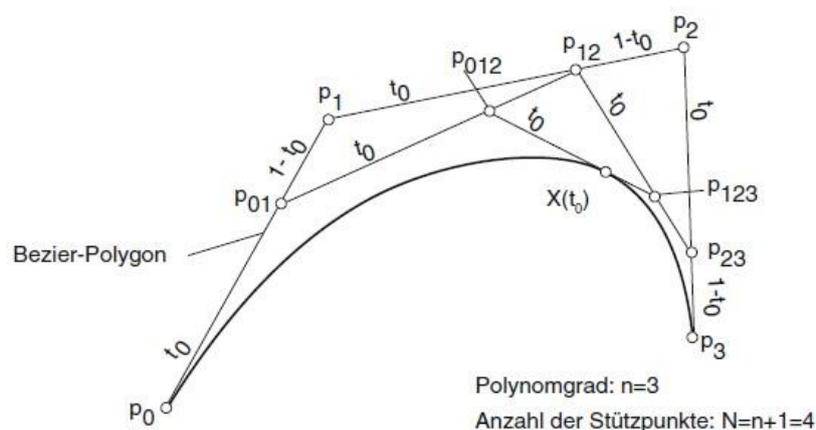


Abbildung 3.5: Bezier-Kurve mit de Casteljau-Algorithmus zur Konstruktion eines Punktes $X(t_0)$ [8]

Die Bezier-Kurve wird mathematisch beschrieben durch:

$$\mathbf{X}(t) = \sum_{i=0}^n b_i(t) * \mathbf{p}_i \quad 3.1$$

Wobei n den Polynomgrad und t den normierten Kurvenparameter ($0 \leq t \leq 1$) bezeichnet. Mit $\mathbf{X}(t)$ dem Ortsvektor zu einem Punkt auf der Kurve mit dem Parameter t

$$\mathbf{X}(t) = [x(t), y(t), z(t)] \quad 3.2$$

Bernsteinpolynomen vom Grad n

$$b_i(t) = \binom{n}{i} * (1-t)^{n-1} * t^i \text{ mit } \binom{n}{i} = \frac{n!}{i!(n-i)!} \quad 3.3$$

und der Stützpunktmatrix mit den Stützpunkten p_0, p_1, \dots, p_n

$$\mathbf{P} = [p_0, p_1, p_2, \dots, p_n] \quad 3.4$$

Damit ergibt sich durch Einsetzen von Gleichung 3.3 in Gleichung 3.1 die Definition der Bezier-Kurve wie folgt:

$$\mathbf{X}(t) = \sum_{i=0}^n \binom{n}{i} * (1-t)^{n-1} * t^i * \mathbf{p}_i \quad 3.5$$

Um einen bestimmten Punkt $\mathbf{X}(t_0)$ auf der Kurve zu erhalten werden die Geraden des Bezier-Polygons im Verhältnis $t_0/1-t_0$ geteilt (Algorithmus von de Casteljau). Die entstehenden Punkte werden durch Geraden verbunden und wieder im gleichen Verhältnis geteilt. Das geschieht so lange, bis ein einzelner Punkt als Ergebnis bleibt. Die letzte Gerade, auf der dieser Punkt liegt, ist gleichzeitig die Tangente an die Kurve im Punkt $\mathbf{X}(t_0)$. [8] [14]

3.1.1.2 Basis-Spline-Kurven (B-Spline-Kurven)

Auch die Basis-Spline-Kurve ist eine approximierte Kurve, die über einen Polygonzug von Stützpunkten definiert ist (siehe Abbildung 3.6). B-Spline-Kurven werden allerdings segmentweise definiert, wodurch der Polynomgrad unabhängig von der Anzahl der Stützstellen ist. Die Polynome der B-Spline-Kurve können dabei segmentweise durch einen rekursiven Ansatz bestimmt werden. Die Bezier-Kurve kann damit als Sonderfall der Basis-Spline-Kurve angesehen werden. [8] [14]

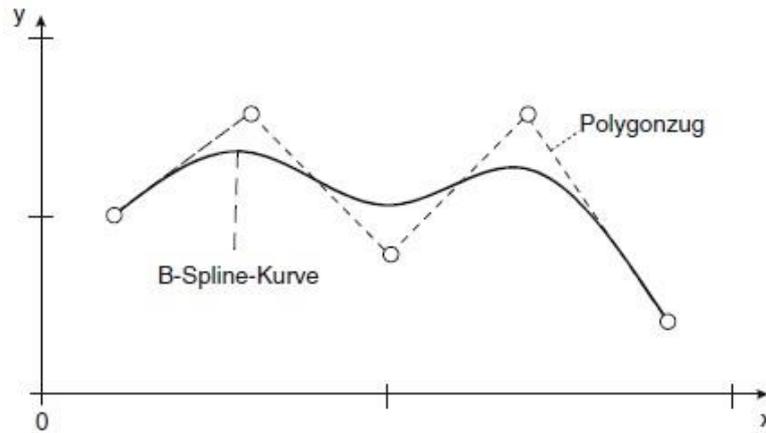


Abbildung 3.6: B-Spline-Kurve [8]

Aufgrund der vielen Vorteile haben sich die Basis-Splines in den CAD-Systemen durchgesetzt. Gleichung 3.6 gibt die mathematische Beschreibung einer B-Spline-Kurve wieder, mit dem Index i der den Startpunkt der Funktion kennzeichnet. Die Funktion N erstreckt sich über k Trägerintervalle, wobei k auch die Ordnung der B-Spline-Basis darstellt. Der Polynomgrad ergibt sich aus $p=k-1$. Da n der höchste Index der Trägerfunktion ist, muss jede B-Spline k -ter Ordnung bis $m=n+k$ definiert sein. \mathbf{p}_i ist der Stützpunktsvektor und $N_i^k(t)$ die normalisierten B-Splines. B-Spline-Kurven können sowohl einen äquidistant geteilten Träger (uniforme B-Splines) als auch einen beliebig geteilten Träger aufweisen (non-uniforme B-Splines). [8] [14]

$$\mathbf{X}(t) = \sum_{i=0}^n N_i^k(t) * \mathbf{p}_i \quad 3.6$$

Die Funktion $N_i^k(t)$ ist für alle $k > 1$ rekursiv definiert (siehe Formel 3.7), wobei die folgende Formel einer Faltung der Funktionen $N_i^{k-1}(t)$ und $N_{i+1}^{k-1}(t)$ entspricht. Dadurch erhöht sich der Polynomgrad um eins. [8] [14]

$$N_i^k(t) = \frac{t - t_i}{t_{i+k-1} - t_i} N_i^{k-1}(t) + \frac{t_{i+k} - t}{t_{i+k} - t_{i+1}} N_{i+1}^{k-1}(t) \quad 3.7$$

Aus den obigen Definitionen ergibt sich der Vorteil der B-Spline-Kurven durch ihre lokale Definition der Ansatzfunktionen. Dadurch wirken sich Änderungen an einzelnen Stützpunkten nur in deren unmittelbaren Umgebung auf die Kurve aus. Außerdem ist der Polynomgrad unabhängig von der Anzahl der Stützstellen, wodurch eine beliebige Anzahl an B-Spline Funktionen zur Darstellung einer Kurve verwendet werden kann. [8] [14]

3.1.1.3 Nicht uniforme rationale B-Spline-Kurven (NURBS)

Die rationalen B-Spline-Kurven bieten verbesserte Möglichkeiten zur Manipulation beziehungsweise zur lokalen Kurvenanpassung gegenüber den bisherigen Interpolations- und Approximationsmethoden. Außerdem lassen sich damit alle häufig vorkommenden

Kurven in ausreichender Genauigkeit darstellen, was mit den anderen Methoden nicht immer möglich ist. Im Unterschied zu den normalen B-Splines können bei den sogenannten NURBS die Stützpunktvektoren einer Gewichtung unterzogen werden. Folgende Formel ist die mathematische Beschreibung einer rationalen B-Spline-Kurve. [8] [14]

$$\mathbf{X}(t) = \frac{\sum_{i=0}^n w_i * N_i^k(t) * \mathbf{p}_i}{\sum_{i=0}^n w_i * N_i^k(t)} \quad 3.8$$

Durch die Gewichtung kann die Kurve an manchen Punkten exakter angenähert werden, allerdings geht dies auf Kosten von anderen Stellen. Wird für alle Gewichtungsfaktoren $w_i=1$ gesetzt, erhält man eine normale B-Spline-Kurve da die Summe der Gewichtungsfaktoren und damit auch der Nenner in der Formel 3.8 eins wird. Nur durch den Einsatz der Gewichtung ist es möglich Regelgeometrien wie Kreise durch NURBS-Repräsentationen exakt darzustellen. Mit B-Splines und Bezier-Kurven dagegen wäre nur eine Annäherungen an die ideale Geometrie der Regelgeometrien möglich. NURBS stellen den Standard der heutzutage verwendeten Algorithmen in CAD-Systemen dar. [8] [14]

3.1.1.4 Freiformflächen

Aus den oben für Kurven genannten Verfahren können auch Flächen aufgebaut werden. Diese Freiformflächen werden daher auch Flächen höherer Ordnung, Parameter- oder Splineflächen genannt. Die Bezeichnung Parameterfläche ergibt sich wie bereits bei den Kurven auch hier wieder durch die verwendete Parameterdarstellung. Allerdings werden für die Fläche zwei Parameter (u und v) verwendet. Aus diesen beiden Parametern lassen sich die Koordinaten jedes auf der Fläche liegenden Punktes bestimmen (Koordinaten: $x=f_1(u,v)$, $y=f_2(u,v)$, $z=f_3(u,v)$, siehe Abbildung 3.7). [8] [14]

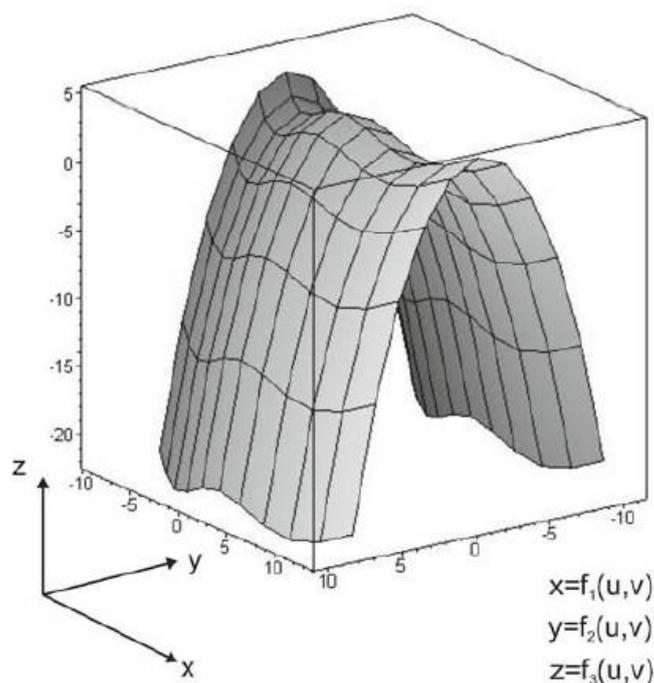


Abbildung 3.7: Freiformfläche mit den Parametern u und v [8]

3.1.2 3D-Geometrielemente

Um dreidimensionale Geometrien (z. B. Volumen) zu erzeugen, gibt es mehrere verschiedene Möglichkeiten. In Abbildung 3.8 werden verschiedene Möglichkeiten ein Rohr zu erzeugen dargestellt. Im Detail handelt es sich dabei um die Erstellung mittels Differenzvolumen, als Profilkörper beziehungsweise durch eine Rotation. [8]

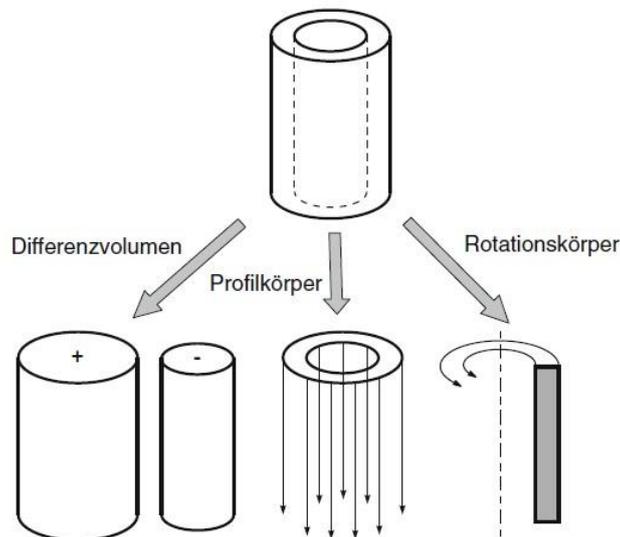


Abbildung 3.8: Erstellung eines Rohres durch verschiedene Methoden [8]

Eine Möglichkeit ist die Erstellung von 3D-Geometrien mit einer Skizze zu beginnen, dabei werden die im vorigen Kapitel beschriebenen zweidimensionalen Geometrielemente verwendet. Die Skizze wird dabei auf einer Ebene im Raum erzeugt. Ausgehend von diesen Skizzen kann zum Beispiel durch Ziehen entlang einer beliebigen Leitkurve oder Richtung ein 3D-Objekt erzeugt werden (siehe Abbildung 3.9). Eine weitere Möglichkeit eine 3D-Geometrie zu erzeugen, ist das Rotieren einer Skizze um eine Achse (siehe Abbildung 3.8 rechts). Wird in der Skizze ein geschlossener Kurvenzug (Querschnitt) definiert, entsteht ein sogenannter Profilkörper (Abbildung 3.8 Mitte). Wenn hingegen in der Skizze eine offene Kurve (Profilinie) definiert wird, entsteht daraus durch Extrudieren eine Profilfläche (siehe Abbildung 3.10). Diese Fläche kann die Oberfläche eines Volumens sein oder durch Aufdicken zu einem Körper werden. Die genauen Definitionen der Befehle unterscheiden sich dabei je nach CAD-System. [8]

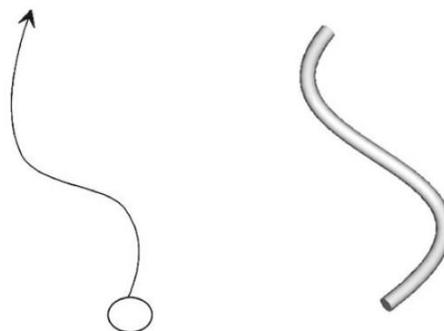


Abbildung 3.9: Zugkörper durch Ziehen einer Querschnittsfläche entlang einer Leitkurve [8]

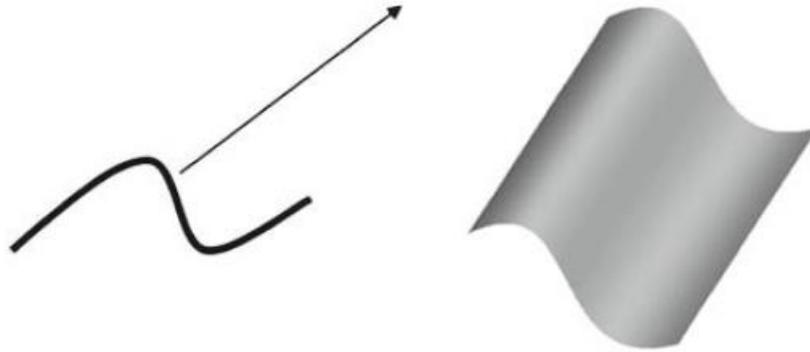


Abbildung 3.10: Erzeugen einer Profilfläche durch Extrudieren [8]

Bei 3D-Modellen können neue Bezugsebenen immer wieder über bereits definierte 3D-Geometrien definiert werden. Dadurch kann durch Referenzierung auf vorherige Elemente das Modell vervollständigt werden. In Abbildung 3.11 ist diese Vorgehensweise schrittweise dargestellt. Zuerst wird eine Fläche zu einem Volumen extrudiert, dann wird auf der Oberfläche dieses Volumens eine neue Skizze erstellt und wieder extrudiert. Dieses neue Volumen wird mit dem bereits bestehendem Volumen verbunden (Materialaddition). Anschließend wird erneut über eine auf der Oberfläche platzierte Skizze ein Volumen extrudiert, das dann abgezogen wird (Materialsubtraktion). [8]

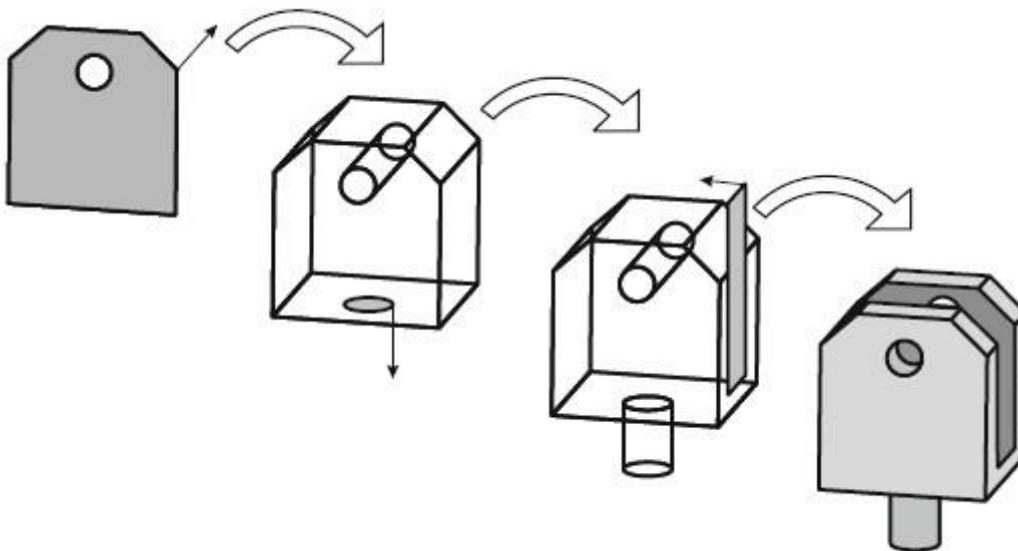


Abbildung 3.11: schrittweiser Modellaufbau durch Extrudieren, Materialaddition und Materialsubtraktion [8]

3.1.3 Geometrische Darstellung

Anhand der verwendeten Elemente lassen sich die in Abbildung 3.12 dargestellten Repräsentationsformen unterscheiden. Auf diese Hauptgruppen soll nachgehend detaillierter eingegangen werden. Die wichtigsten in CAD-Systemen verwendeten Darstellungsformen sind Kantenmodelle, Flächenmodelle und Volumenmodelle (siehe Abbildung 3.13). [8]

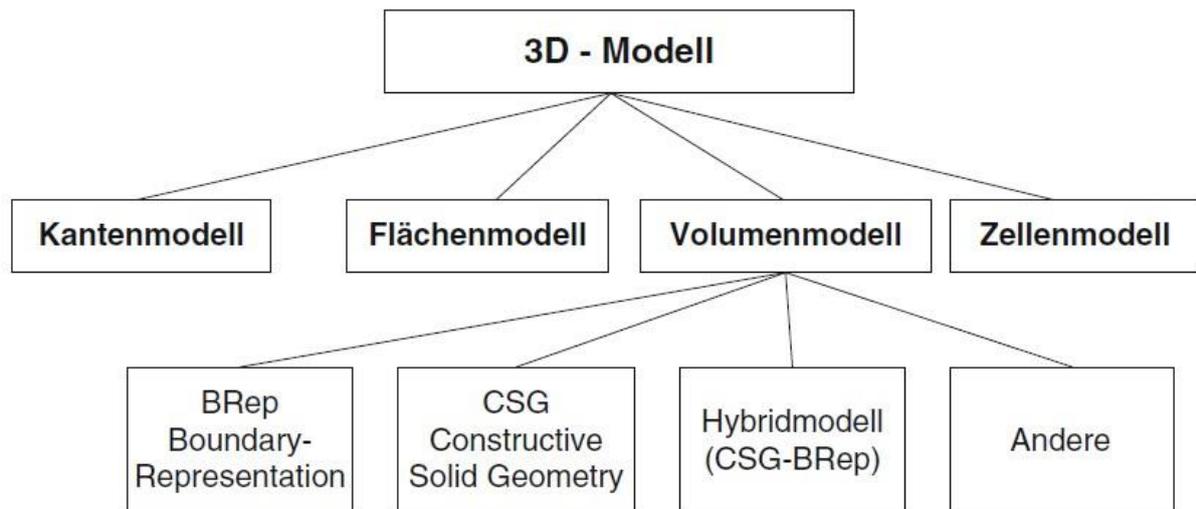


Abbildung 3.12: Repräsentationsformen [8]

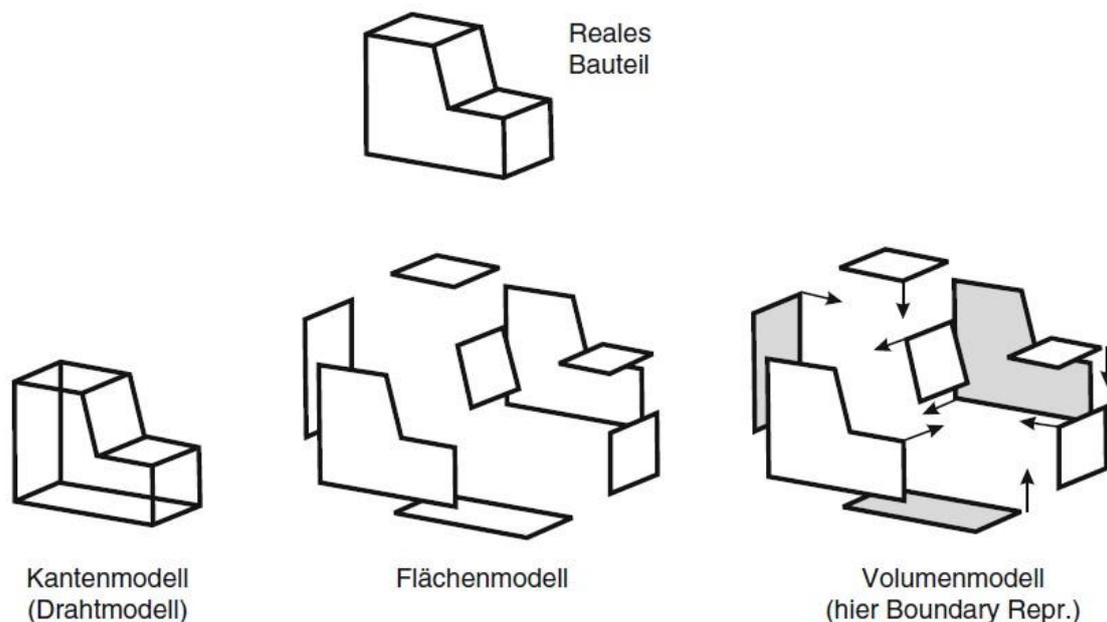


Abbildung 3.13: Kanten-, Flächen- und Volumenmodell [8]

3.1.3.1 Kantenmodell

Bei dieser auch Drahtmodell oder Wireframe genannten Darstellung werden Objekte nur durch Ihre Kanten definiert. Diese Kanten werden durch Linienelemente wie Strecken, Kreise oder Freiformkurven dargestellt. 2D-Objekte in Kantenmodellen werden für Zeichnungen, einfache Bauteile und NC-Fertigungssteuerungen eingesetzt. 3D-Objekte hingegen werden hauptsächlich in Skelettbauteilen und als Referenzelemente verwendet. Insbesondere in der Flächenkonstruktion basieren viele Methoden auf einem 3D-Drahtmodell. Der große Performancevorteil ist aufgrund der stark gestiegenen Rechnerleistungen nicht mehr relevant. Die bildliche Darstellung von Kantenmodellen ist nicht eindeutig und durch fehlende Flächen wird die Orientierung im Modell erschwert. Die geometrische Beschreibung dieser Modelle ist nicht vollständig da sie keinerlei Flächen- beziehungsweise Volumeninformationen beinhalten. [8] [13]

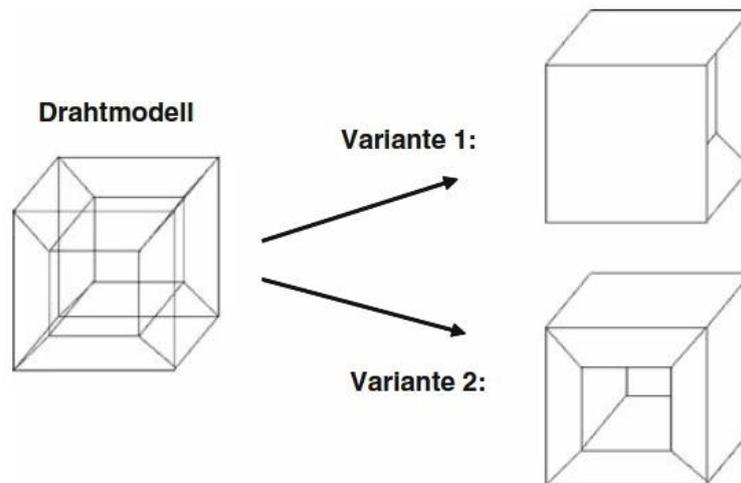


Abbildung 3.14: Drahtmodell und dessen Mehrdeutigkeit [8]

3.1.3.2 Flächenmodell

Diese Modelle werden auch Surface Bodies oder Sheet Bodies genannt. Die Regel-, Bezier-, B-Spline- und NURBS-Flächen (je nach CAD-System) werden dabei entweder durch Extrusion beziehungsweise Rotation aus 2D-Elementen oder durch Verwendung von 3D-Randkurven erstellt. Die Flächenmodelle haben zwar im Gegensatz zu den Kantenmodellen eine Information über „vorne“ und „hinten“, allerdings enthalten diese Modelle trotzdem keinerlei Informationen über „außen“ und „innen“. Diese Modelle werden zum Beispiel für die Karosseriekonstruktion im Automobilbau oder im Flugzeugbau verwendet. [8] [13]

3.1.3.3 Volumenmodell

Die sogenannten „Solids“ oder „Solid Models“ bestehen aus einer beliebigen Anzahl an Flächen, die miteinander ein geschlossenes Volumen ergeben. Sie besitzen daher neben der Information über die geometrische Hülle auch Volumeninformation und Materialinformationen (sofern zugeordnet). Ein Nachteil dieser Modelle ist, dass sie als ideale Sollgeometrie dargestellt werden ohne Berücksichtigung der Toleranzen. Volumenmodelle werden für den Großteil der im Maschinenbau erzeugten Produkte verwendet. Besonders effizient ist diese Form der Darstellung bei Geometrien, die aus Grundelementen mit Additions- und Subtraktionsmethoden erstellt werden. Die Volumenmodelle lassen sich in folgende drei Kategorien einteilen: [8] [13]

- Generative oder prozedurale Geometriemodelle
- Akkumulative oder deskriptive Geometriemodelle
- Hybride Geometriemodelle

Generative Modelle speichern den Lösungsweg, es ist also die Modellvorschrift in einer Erzeugungsvorschrift enthalten. Zu den Vertretern dieser Kategorie zählen zum Beispiel die CSG-Modelle. CSG-Modelle werden durch Bool'sche Operationen (Vereinigung, Subtraktion, Verschneidung) von grundlegenden Geometrien erzeugt (siehe Abbildung 3.15). Die logischen und historischen Informationen der verwendeten Operationen werden im „CSG-Baum“ gespeichert. [8]

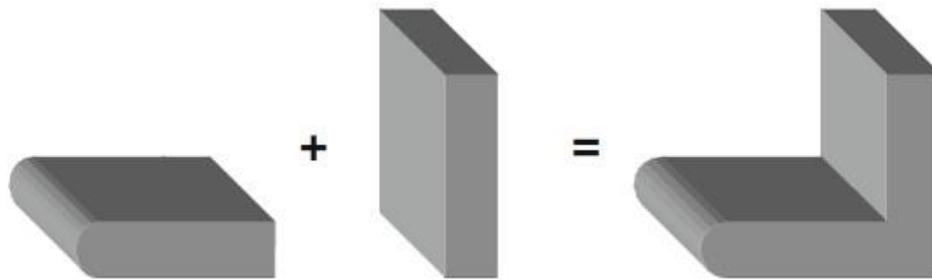


Abbildung 3.15: Erzeugung eines Volumens durch Vereinigung [15]

Meist lässt sich dabei ein und dasselbe Ergebnis durch verschiedene Kombinationen von Bool'schen Operationen darstellen. Abbildung 3.16 zeigt anhand eines Beispiels die verschiedenen CSG-Bäume, aus denen immer der gleiche Körper entsteht, daher sind auch die Bool'schen Ausdrücke aller Varianten äquivalent. [8]

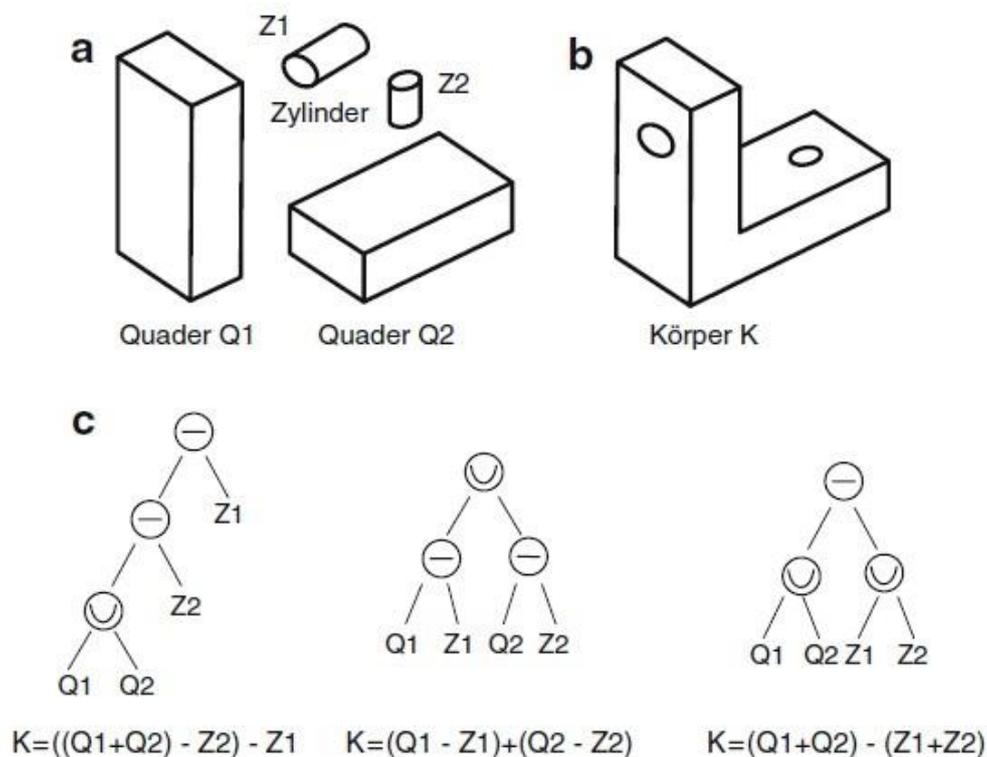


Abbildung 3.16: Darstellung eines Körpers durch drei verschiedene CSG-Bäume [8]

Die chronologiebasierte Modellierung ist eine Weiterentwicklung der CSG-Modelle und ist für die Erstellung von parametrischen 3D-Modellen überaus wichtig. Bei dieser Methode besitzen die Parameter der Grundelemente und die Verknüpfungparameter keine fixen Werte, sondern können jederzeit geändert werden. [8]

Eine weitere Unterart der Volumenmodelle sind die sogenannten B-Rep-Modelle oder auch deskriptive Geometriemodelle. Bei diesen Modellen werden Volumen durch die umgebenden Flächen beschrieben, Flächen wiederum werden durch die umgebenden Kanten beschrieben (siehe Abbildung 3.17). Es werden sowohl analytische Kurven und Flächen als auch Freiformkurven und -flächen verwendet. Für jede Fläche wird zur eindeutigen

Orientierung ein Normalenvektor verwendet, der in Richtung des Materials zeigt. Mithilfe der Vektorsumme kann dadurch überprüft werden, ob die Flächen geschlossen sind, denn nur wenn die Summe Null ist, ist die Oberfläche vollständig geschlossen. [8]

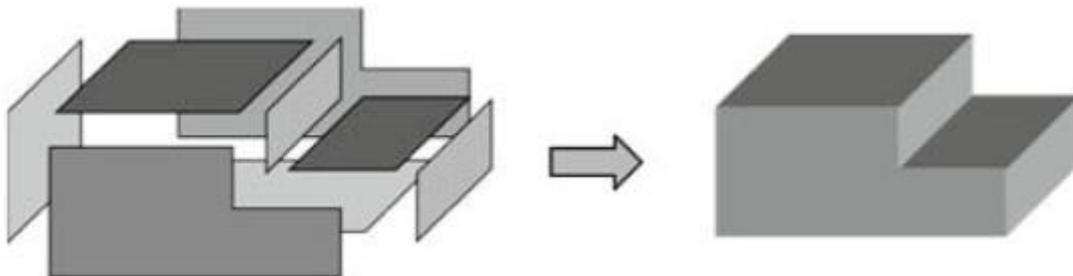


Abbildung 3.17: B-Rep-Modell [15]

Bei den Hybridmodellen handelt es sich um eine Kombination von den beiden oben beschriebenen Methoden. Anstelle der Grundelemente werden dabei B-Rep-Volumen durch CSG-Operatoren verbunden (siehe Abbildung 3.18). Bei modernen 3D-CAD-Systemen ist aufgrund der Benutzeroberfläche keine Trennung der beiden Methoden mehr erkennbar. Es lassen sich zum Beispiel eine Historie basierend auf CSG-Bäumen oder auch die Relationen der Objekte zueinander und die Ergebnisse als B-Rep darstellen. [8] [13]

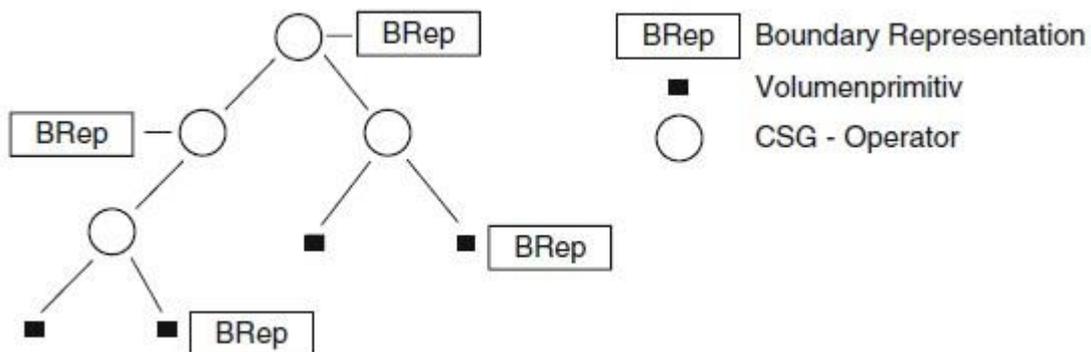


Abbildung 3.18: Datenstruktur eines Hybridmodells in modernen CAD-Systemen [8]

3.1.3.4 Atom- oder Zellenmodell

Da diese Modelle aus kleinen würfelförmigen Volumenelementen (Voxels) aufgebaut sind, werden sie auch Voxelmodelle genannt. Die Geometrie wird dabei durch die Ansammlung an Voxels definiert, die aber keine Beziehung zueinander haben. Aus Flächen- und Volumenmodellen lassen sich Zellenmodelle mit ausreichender Genauigkeit ableiten, umgekehrt ist dies aber nicht möglich. Voxelmodelle werden in der virtuellen Produktentwicklung für DMU-Zwecke eingesetzt. Abbildung 3.19 zeigt, wie sich ein Körper unter Verwendung verschiedener Basiszellen auf verschiedene Arten zerlegen lässt. [8]

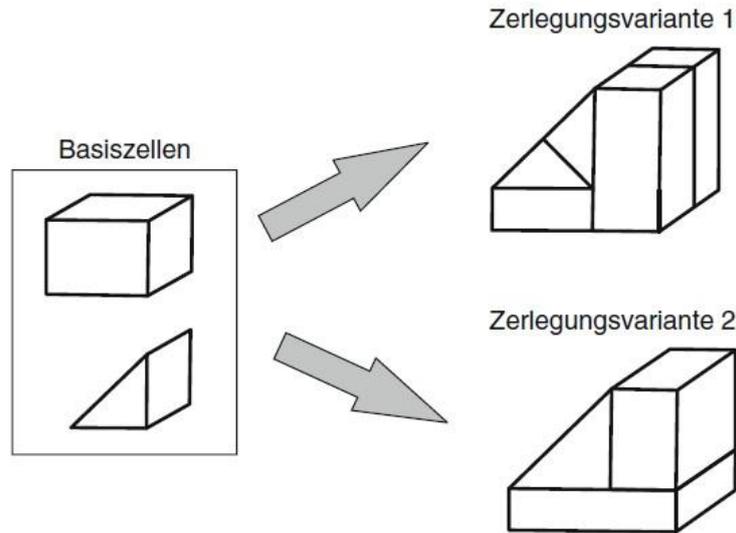


Abbildung 3.19: Zerlegungsvarianten mit einem Zellenmodell [8]

3.1.4 Parametrische-assoziative Konstruktion

Die im allgemeinen Maschinenbau recht weit verbreitete Vorgehensweise der parametrisch-assoziativen Konstruktion ist in der Flächenmodellierung noch wenig verbreitet. Der Vorteil ist dabei vor allem, der im Gegensatz zur Flächenmodellierung, aus einfachen geometrischen Grundelementen bestehende Aufbau. Aufgrund der steigenden Rechnerleistung wird der Einsatz von parametrisch-assoziativen Methoden jedoch auch für Freiformflächen immer interessanter. Abbildung 3.20 gibt einen Überblick über die verschiedensten Techniken der Modellierung. Dabei sind auch die in diesem Kapitel beschriebene parametrisch-assoziative Konstruktion und die im nächsten Kapitel beschriebene wissensbasierte Konstruktion dargestellt. Dabei soll auch dargestellt werden, dass die neuen Konstruktionsmethoden parametrische, featurebasierte und wissensbasierte Modellierung auf der konventionellen Modellierungstechnik aufbauen. [8] [16]

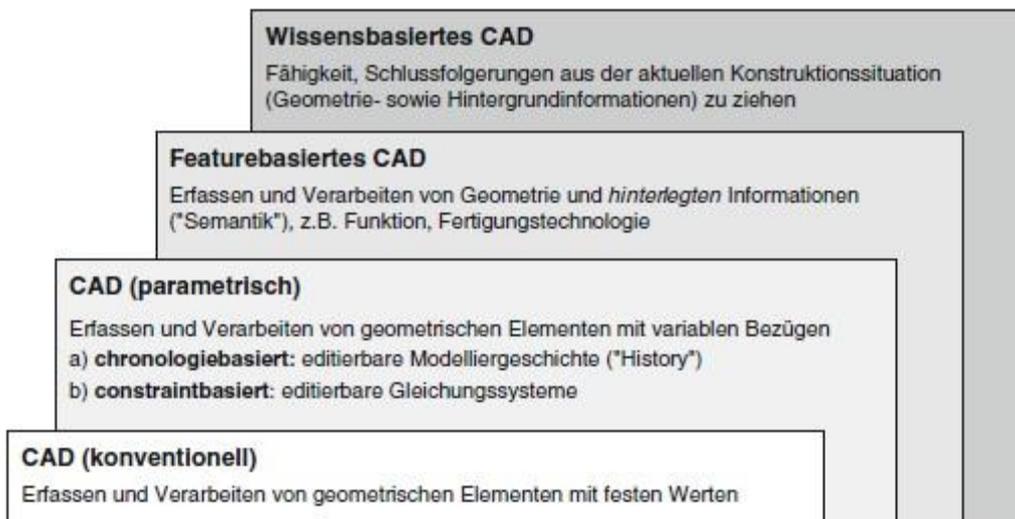


Abbildung 3.20: Übersicht über die 3D-Modellierungsgrundlagen [15]

Parametrische Konstruktion oder auch Parametrik verknüpft Geometrieelemente mit Parametern (Abmessungen, Werkstoffdaten, usw.), die im Modell gespeichert werden. Es handelt sich dabei um parametrisch-assoziative Bemaßungen, geometrische Bedingungen (parallel, tangential, usw.) und die Definition von geometrischen Zusammenhängen. Dadurch können Geometrieänderungen einfach durch Änderungen der Parameter (Maße, Bedingungen) erreicht werden. Ideale Anwendungsbeispiele sind mehrfach im Modell vorkommende Werte wie Radien, Winkel der Auszugsschragen, Durchmesser, usw. [13] [16] [17]

Assoziative Konstruktion beinhaltet die Verknüpfung (bidirektionale Assoziativität³) von geometrischen aber auch anderen Objekten. Es kann sich dabei sowohl um eine geometrische Verknüpfung zu einem vorhergehenden Objekt (Eltern-Kind Beziehung) als auch um die Verknüpfung von mehreren Geometrieobjekten zu einem Parameter handeln. Moderne CAD-Systeme erlauben außerdem die Verknüpfung von vorher unabhängigen Bauteilen innerhalb als auch außerhalb der Produktstruktur miteinander (Multi-Model-Links). [13] [16] [17]

Die parametrisch-assoziative Konstruktion verbindet nun diese beiden genannten Ansätze (Parametrik und Assoziativität). Durch gezielte Verknüpfung von Geometrien mit Parametern und der Verwendung von Referenzgeometrien aus dem gleichen Bauteil oder anderen Bauteilen entsteht ein einfacher und flexibler Aufbau. Das ermöglicht eine schnelle Änderung der Geometrie beziehungsweise eine sehr einfache Variantenerstellung des entsprechenden Bauteils. Dabei werden sowohl Gestalt als auch Konstruktionsabsicht im Modell gespeichert. Bei der Änderung der verwendeten Parameter wird eine Neuberechnung der davon abhängigen Geometrie erforderlich. In der Praxis ist die Anwendung der assoziativen Konstruktion häufig mit der Anwendung der parametrischen Konstruktion verbunden. [16]

Durch diese Herangehensweise gewinnt die Methodik jedoch zunehmend an Bedeutung. Dabei gilt es vor allem das Denken der Konstrukteure zu ändern, da es nicht mehr wichtig ist, schnell Geometrien zu erzeugen. Man sollte viel mehr überlegt an die Sache herangehen und das Modell entsprechend der Anforderungen aufbauen. Dabei spielen zum Beispiel Abhängigkeiten und zu erwartende Änderungen eine wesentliche Rolle. Die Geometrie sollte dabei mit Hilfsgeometrien und gezielter Referenzierung vorhandener Geometrien aufgebaut werden. Außerdem ist die Vorgehensweise von grober zu detaillierter Geometrie empfehlenswert. Durch den methodischen und strukturierten Aufbau der Modelle, dem Hinterlegen von Fertigungsinformationen und Vereinheitlichung, werden Informationen gesammelt und in den Modellen dokumentiert und gespeichert. Durch die gezielte Anwendung der parametrisch-assoziativen Konstruktion kann somit die Effizienz gesteigert werden, womit kürzere Entwicklungszeiten beziehungsweise Änderungsschleifen möglich sind. Alternativ wäre es dadurch auch möglich, mehrere Varianten in der gleichen Zeit zu erstellen und zu untersuchen. [16] [17]

³ Bidirektionale Assoziativität: Beziehung in zwei Richtungen, doppelt gerichtete Referenz

3.1.4.1 Parameterarten

Es gibt einerseits Parameter, die vom Benutzer bewusst erzeugt wurden wie zum Beispiel Bemaßungen in Skizzen oder Positionierungsparameter. Andererseits gibt es auch Parameter, die vom System für bestimmte Elemente wie zum Beispiel Bohrungen automatisch erzeugt werden (Systemparameter). Beide Parameterarten lassen sich jedoch weiter verwenden. Außerdem können Parameter in die folgenden Kategorien unterteilt werden: [8]

Geometrieparameter: Definieren wie der Name schon sagt die Geometrie des Bauteils. Produktparameter definieren das Teil selbst und Positionsparameter definieren die Lage des Bauteils. Die Abhängigkeiten zwischen Bauteilen werden über sogenannte Verknüpfungsparemeter gesteuert. Feldparameter dienen zur Verwaltung von assoziativen Kopien einer Komponente innerhalb einer Baugruppe. Schlussendlich gibt es noch Führungsparameter oder auch unabhängige Parameter, die ein Produkt charakterisieren, es handelt sich dabei um Hauptabmessungen, Nennmaße oder Sachmerkmale. [8]

Topologische Parameter: Diese Parameter geben die Struktur des Bauteils vor und werden daher auch Strukturparameter genannt. Damit kann gesteuert werden, ob gewisse Konstruktionselemente in einer Variante vorhanden sind oder nicht. [8]

Physikalische Parameter: Dienen zur Festlegung von Eigenschaften wie Werkstoff, Werkstoffkenndaten und Lasten. [8]

Prozess- und Technologieparameter: In diesen Parametern werden Informationen für die Herstellung des Produktes gespeichert (NC-Verfahrwege, Daten für Wärmebehandlung, usw.). [8]

3.1.4.2 Beziehungsarten

Arithmetische Beziehungen: Die meisten CAD-Systeme enthalten neben den grundlegenden Rechenarten (Addition, Subtraktion, usw.) auch noch andere Funktionen wie zum Beispiel Wurzel- und Winkelfunktionen. [8]

Logische Beziehungen: Zusammen mit Anweisungen (if-then-else) lassen sich durch logische Beziehungen (<, >, und, oder, usw.) einfache Konstruktionsregeln in parametrischen Modellen darstellen. [8]

Geometrische Beziehungen: Zu diesen Beziehungen gehören geometrische Bedingungen wie horizontal, vertikal, parallel und andere. [8]

3.1.5 Wissensbasierte Konstruktion und Automatisierung

Aufgrund der immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten und ständigen Innovationen ist es notwendig, die Produktivität zu steigern und die Wettbewerbsvorteile abzusichern. Dabei ist speziell in der Produktentwicklung der Umgang mit dem vorhandenen Wissen einer der Schlüsselfaktoren zur Erreichung der Ziele. Wissensbasierte Konstruktion (Knowledge Based Engineering) unterstützt also den von Wissen und Kreativität getriebenen

Konstruktionsprozess durch einen hohen Integrationsgrad und durch wissensbasierte Anwendungen. [18]

Bei der wissensbasierten Konstruktion geht es darum, produktspezifisches Wissen so früh wie möglich in den Entwicklungsprozess zu integrieren. Das konstruktive Wissen besteht aus Daten, Fakten, Regeln und kreativen Erfahrungen. Sowohl das unternehmensweite als auch das Wissen einzelner Konstrukteure wird daher in Anwendungen (sogenannte Werkzeuge) integriert und steht danach jedem CAD-Anwender im Unternehmen zur Verfügung. Zur Entwicklung dieser Werkzeuge kann zum Beispiel die automatisierte Erstellung von Geometrie in Kombination mit im Produkt hinterlegten Funktionen, Regeln und Reaktionen verwendet werden. Das heißt, dass das CAD-System einzelne konstruktive Operationen selbstständig ausführt und anhand des hinterlegten Wissens auch gewisse Entscheidungen treffen kann. Parametrisch-assoziative CAD-Modelle bilden dabei die notwendige Basis zur Anwendung von wissensbasierten Konstruktionsmethoden. [13] [18]

Diese Bauteilvorlagen, in denen das konstruktionsspezifische Wissen abgelegt wird, können anhand ihrer Eigenschaften unterschieden werden. Es handelt sich dabei um Strukturvorlagen, Geometrievorlagen und Funktionsvorlagen. Strukturvorlagen geben dabei den generellen Aufbau der Modelle vor und enthalten konstruktionsspezifische Aspekte und automatisierte Funktionen (z.B. Berechnung der Masse). Diese auch als Startteile bekannte Vorlagen sorgen dafür, dass Spezifikationen und Regeln während des Entwicklungsprozesses eingehalten werden. Geometrische Vorlagen können in änderbare und nicht änderbare Modelle unterschieden werden. Vorlagen mit fixer Geometrie werden üblicherweise in neutralen Formaten bereitgestellt und sind daher ohne Einschränkung des CAD-Systems verwendbar, haben aber auch keine erweiterten Funktionen zur Geometrieerstellung integriert. In den variablen geometrischen Vorlagen sind alle Struktur- und Geometrievorgaben hinterlegt, um den Konstruktionsprozess bestmöglich zu unterstützen. Diese Modelle ermöglichen im Gegensatz aber auch eine Änderung der Geometrie über die verknüpften Parameter. Außerdem wird dadurch die Integration von Expertenwissen und Erfahrungen in den Entwicklungsprozess ermöglicht. Je nach Anwendung müssen der Parameterbereich, der sich aus den Anforderungen der Entwicklung ergibt, und die Flexibilität des Modells genau betrachtet werden, um Fehler zu vermeiden. Funktionale Bauteilvorlagen hingegen haben spezifische problemorientierte Berechnungsprozeduren hinterlegt, um verschiedene Bereiche der Produktentwicklung zu unterstützen. [19] [20]

Die Vorteile der wissensbasierten Konstruktion sind dabei die Einbindung des fachspezifischen und tätigkeitsbezogenen Wissens eines Produktes in den Entwicklungsprozess durch regelbasierte Anwendungen. Mithilfe der Automatisierung von wiederkehrenden Tätigkeiten kann die Effizienz des Konstruktionsprozesses dabei merklich gesteigert werden. Außerdem können durch Einbindung von Kontrollen oder durch Verbindung zu einem Simulationssystem automatisierte Auslegungs- und Nachweißrechnungen durchgeführt werden. Somit können Iterationsschleifen vermieden werden. Durch eine automatisierte Erstellung von Standardgeometrien können sowohl Kosten- als auch Zeiteinsparungen erzielt werden. Diese Erstellung kann zum Beispiel durch variable Geometrievorlagen oder aus Bibliotheken erfolgen. Eine Verbesserung der Prozessqualität kann durch die Integration von allgemeinen oder firmenspezifischen Normen

erfolgen. Die Werkzeuge können auch beim strukturierten Aufbau der Modelle und dem Einsatz von Parametrik durch systematische und methodische Modellierung helfen. [13] [18]

3.2 Computer Aided Engineering (CAE)

Bei der Akustiksimulation von Bremscheiben werden dynamische Problemstellungen mithilfe der Finiten-Elemente-Methode betrachtet. Aufgrund der positiven Eigenschaften werden dabei Hexaeder-Elemente verwendet und ein hoher Aufwand durch eine manuelle Vernetzung in Kauf genommen. Da mit den entwickelten Bremscheiben-Geometrien und Aufbereitungsstrategien der Prozess der Akustiksimulation unterstützt wird, werden in diesem Kapitel nur die Methode der finiten Elemente und die Dynamik-Simulation betrachtet.

3.2.1 Methode der finiten Elemente

Bei der Methode der finiten Elemente handelt es sich um ein numerisches Rechenverfahren (Näherungsverfahren), das zur Lösung von Spannungs- und Verformungsproblemen in der Strukturmechanik entwickelt wurde. Aufgrund der Vorteile wurde es jedoch sehr schnell auf den gesamten Bereich der Kontinuumsmechanik ausgeweitet. Der Durchbruch der Finiten-Elemente-Methode gelang jedoch erst mit der Entwicklung leistungsfähiger Rechensysteme. [8]

Bei der Anwendung der Methode der finiten Elemente werden die festen oder flüssigen Körper in endlich große Einheiten (finite Elemente) unterteilt. Damit alle Elemente zusammen dem Gesamtmodell entsprechen, werden Übergangsbedingungen zwischen den Knoten der Elemente definiert. Durch dieses Vorgehen kann jede beliebige Geometrie in der gewünschten Genauigkeit abgebildet werden. Je feiner die Unterteilung des Modells desto genauer ist das Ergebnis, allerdings bedeutet das auch eine längere Rechenzeit. Die Gleichungen des gewählten mathematischen Modells können sowohl linear als auch nichtlinear sein. Außerdem können mit dieser Methode stationäre (zeitlich unveränderliche) als auch instationäre (zeitlich veränderliche) Problemstellungen betrachtet werden. Je nach Form und Belastung können die Modelle durch eindimensionale (Stab- oder Balkenelemente), zweidimensionale (Scheiben-, Platten- und Schalenelemente) oder dreidimensionale (Tetraeder oder Hexaeder) Elemente abgebildet werden. In Abbildung 3.21 ist die grundlegende Vorgehensweise der FEM dargestellt. Bei Problemstellungen in der Mechanik wird das Prinzip der virtuellen Verschiebungen verwendet, das bedeutet die Knotenverschiebungen stellen die Freiheitsgrade des Systems dar. Nach der Unterteilung des Modells in finite Elemente werden für diese die Ansatzfunktionen definiert. [8]

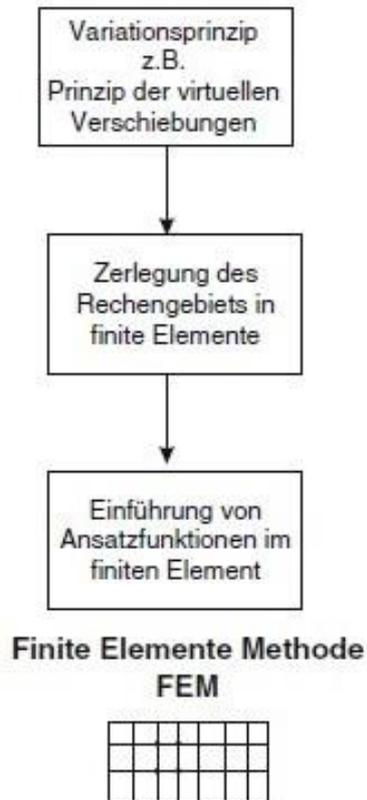


Abbildung 3.21: Grundlegende Funktionsweise der Finite-Elemente-Methode [8]

Bei einer Berechnung mit der Methode der finiten Elemente können unter anderem die folgenden beiden Fehler auftreten (siehe Abbildung 3.22). Die sogenannten Modellierungsfehler entstehen durch die Vereinfachung oder eine unvollständige Erfassung der Problemstellung. Durch die Unterteilung des Modells in finite Elemente entsteht ein Diskretisierungsfehler. [8]

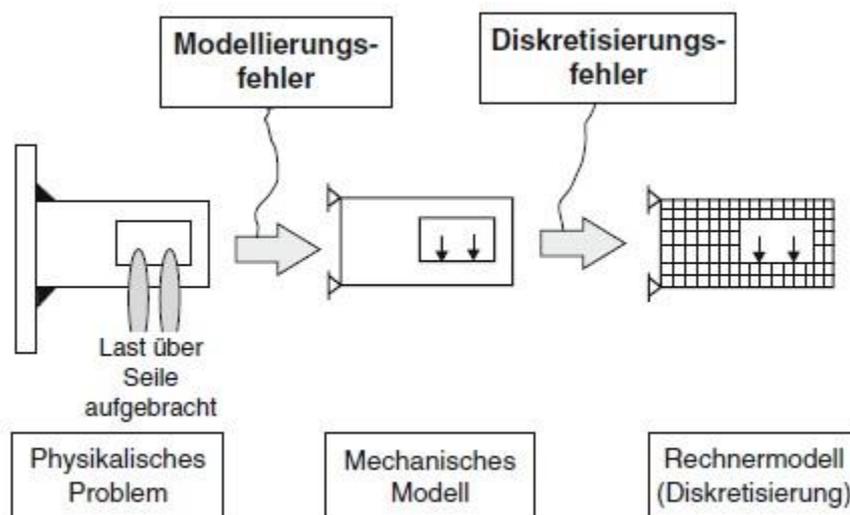


Abbildung 3.22: Grundsätzliche Fehler bei FEM [8]

Die Vorteile der FEM gegenüber Versuchen sind dabei unter anderem eine Zeit- und Kostenersparnis. Ergebnisse aus Berechnungen werden vielfach als Qualitätsnachweis gesehen und auch gefordert. Außerdem bietet die FEM, im Gegensatz zu Versuchen, die Möglichkeit schnell Varianten miteinander zu vergleichen. Des Weiteren lassen sich mit der Methode der finiten Elemente auch Bereiche untersuchen, die mit einem realen Versuch aufgrund von Zugänglichkeiten beziehungsweise technischen Möglichkeiten nicht betrachtet werden könnten. Es ermöglicht auch Simulationen an Systemen, die sehr teuer oder gefährlich sind. Außerdem können dabei zweidimensionale oder dreidimensionale Verteilungen physikalischer Größen berechnet werden, wohingegen bei Versuchen nur punktuelle Werte ermittelt werden können. Simulation und Versuch ergänzen sich daher perfekt und keine der beiden Methoden kann die jeweils andere ersetzen. [8] [13]

Nachfolgend sollen die Grundlagen der FEM am Beispiel der zweidimensionalen statischen Festigkeitsrechnung erklärt werden. Der Verschiebungsvektor u besteht dabei aus den Komponenten u und v . Dieser Vektor $u=u(x,y)$ ist von der Lage des Punktes abhängig der durch die Koordinaten x und y beschrieben wird. Mit der linearisierten Elastizitätstheorie erhält man die Verzerrungen gemäß folgender Formel. [8]

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial y} \\ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \mathbf{D} * \mathbf{u} \quad \mathbf{3.9}$$

Die Spannungen σ sind durch das Materialgesetz (Hook'sches Gesetz) mit den Verzerrungen ε gekoppelt. Das Hook'sche Gesetz für den dreidimensionalen Fall kann dabei wie nachfolgend unter Verwendung der Materialkonstanten Elastizitätsmodul, Schubmodul und Querkontraktionszahl angegeben werden. [8]

$$\varepsilon_{xx} = \frac{1}{E} [\sigma_{xx} - \nu(\sigma_{yy} + \sigma_{zz})] \quad \mathbf{3.10}$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{1}{E} [\sigma_{yy} - \nu(\sigma_{zz} + \sigma_{xx})] \quad \mathbf{3.11}$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{1}{E} [\sigma_{zz} - \nu(\sigma_{xx} + \sigma_{yy})] \quad \mathbf{3.12}$$

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_{xy} = \frac{1}{G} \sigma_{xy} = \frac{2*(1+\nu)}{E} \sigma_{xy} \quad \varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx} \quad \sigma_{xy} = \sigma_{yx} \quad \mathbf{3.13}$$

$$\gamma_{yz} = 2\varepsilon_{yz} = \frac{1}{G} \sigma_{yz} = \frac{2*(1+\nu)}{E} \sigma_{yz} \quad \varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} \quad \sigma_{yz} = \sigma_{zy} \quad \mathbf{3.14}$$

$$\gamma_{zx} = 2\varepsilon_{zx} = \frac{1}{G} \sigma_{zx} = \frac{2*(1+\nu)}{E} \sigma_{zx} \quad \varepsilon_{zx} = \varepsilon_{xz} \quad \sigma_{zx} = \sigma_{xz} \quad \mathbf{3.15}$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad 3.16$$

Da die Zusammenhänge für den zweidimensionalen Fall erläutert werden sollen, ergibt sich für den ebenen Spannungszustand ($\sigma_{zx}=0$, $\sigma_{zy}=0$, $\sigma_{zz}=0$) folgende Gleichung. [8]

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2}(1 - \nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{xy} \end{bmatrix} = \mathbf{E} * \boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{E} * \mathbf{D} * \mathbf{u} \quad 3.17$$

Abbildung 3.23 zeigt ein rechtwinkeliges Scheibenelement, bei dem sich bedingt durch die äußeren Volumskräfte der gezeigt Spannungszustand ergibt. [8]

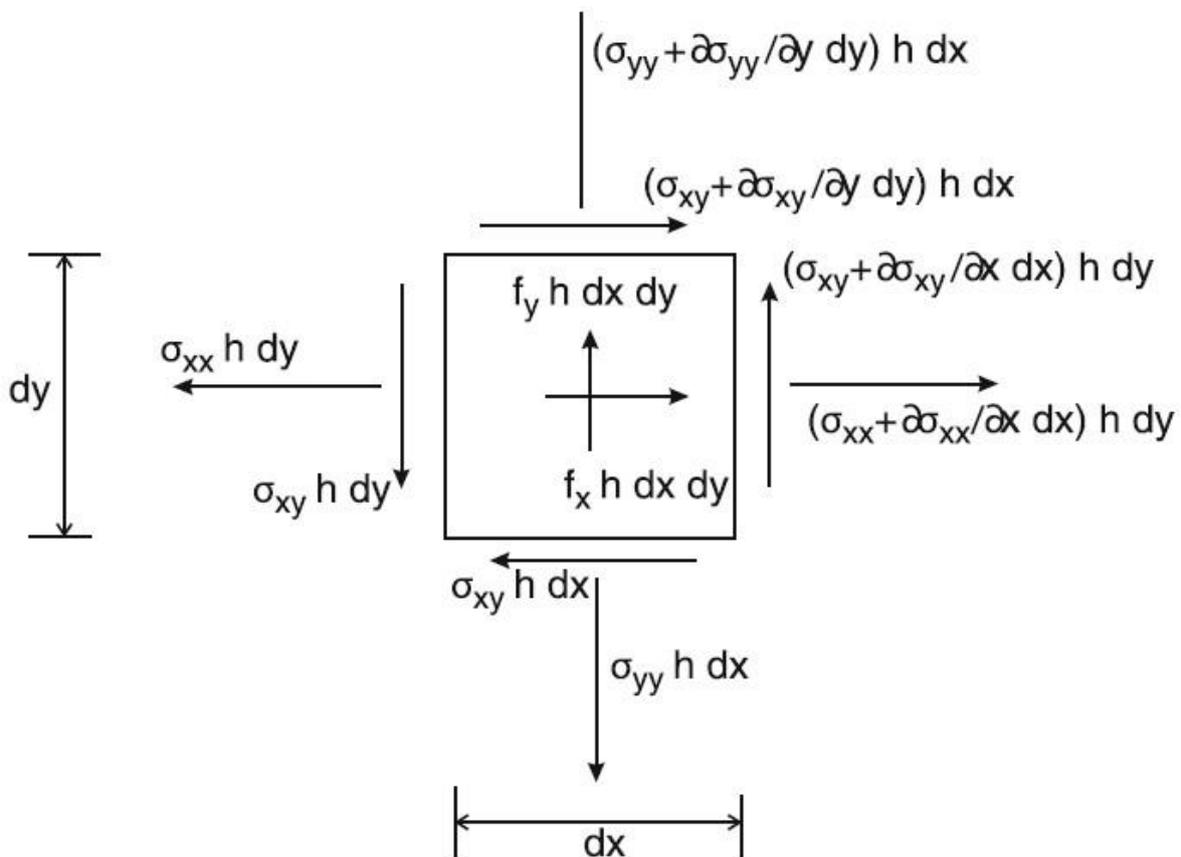


Abbildung 3.23: Kräfte an einem Scheibenelement der Fläche $dx \, dy$ und der Dicke h [8]

Das Gleichgewicht für die Scheibe ergibt sich dabei wie folgt. [8]

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = 0 \quad 3.18$$

$$\mathbf{D}^T * \boldsymbol{\sigma} - \mathbf{f} = 0$$

Wenn man Gleichung 3.17 in Gleichung 3.18 einsetzt, erhält man folgendes Gleichungssystem. [8]

$$D^T * E * D * u - f = 0 \quad 3.19$$

Durch die Anwendung des Variationsprinzips ergibt sich daraus das zu lösende Gleichungssystem für den statischen Fall. Dabei werden die virtuellen Arbeiten, die sich aus den inneren und äußeren Kräften und ihren virtuellen Verschiebungen ergeben, betrachtet. [8]

$$K * \hat{u} - f = 0 \quad 3.20$$

Zur Modellierung von 3D-Bauteilen können Volumenelemente, Flächenelemente Balkenelemente und andere verwendet werden. Für komplexe Bauteile werden oft Volumenelemente verwendet, da zum Beispiel nicht jede Geometrie einem Balken entspricht. Abbildung 3.24 zeigt die drei verschiedenen Volumenelemente, das Tetraederelement (a), das Prismaelement (Pentaeder, b) und das Quaderelement (Hexaeder, c). Dabei sind in der oberen Zeile Elemente erster und darunter Elemente zweiter Ordnung dargestellt. [21]

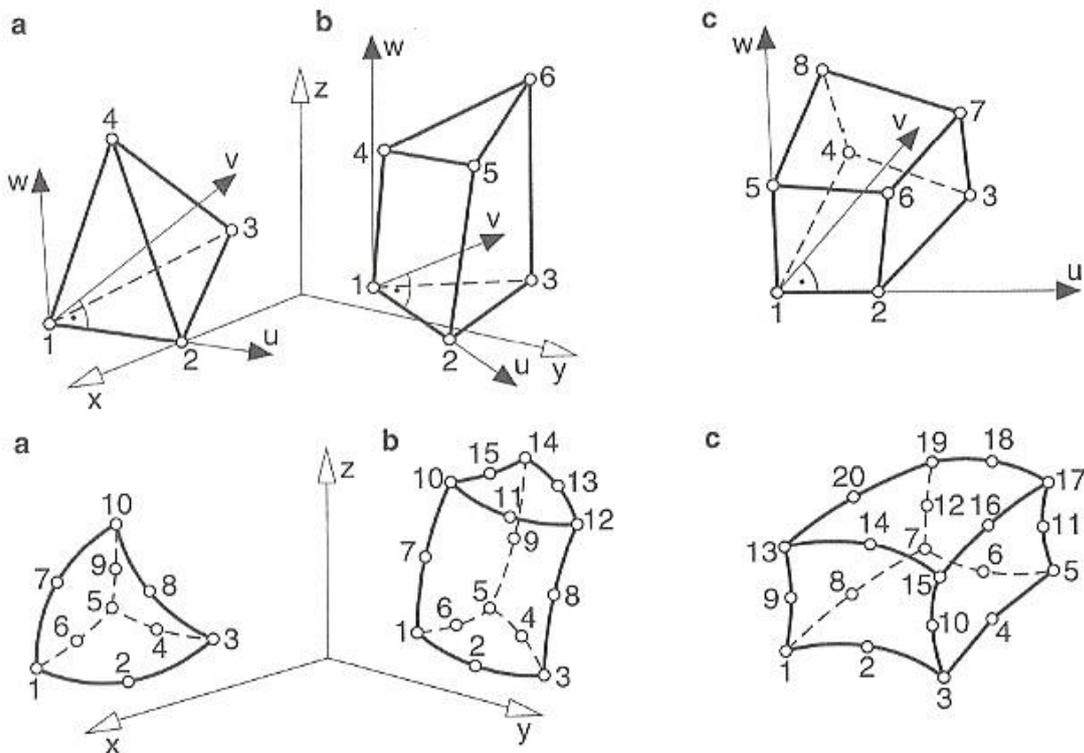


Abbildung 3.24: Volumenelemente [22]

Elemente erster Ordnung besitzen einen linearen Verschiebungsansatz. Für dieselben Elemente können aber auch Ansätze höherer Ordnung verwendet werden. Bei quadratischen Ansätzen zum Beispiel wird auf jeder Kante des Elements ein Zwischenknoten eingefügt. Der Vorteil ist, dass höhere Ansätze schneller konvergieren, da sie nicht nur lineare, sondern auch gekrümmte Verformungen abbilden können. In Abbildung

3.25 ist das Konvergenzverhalten verschiedener Elementtypen, Ansätze und Netzfeinheiten anhand eines Biegebalkens dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass quadratische Elemente exaktere Ergebnisse liefern als lineare Elemente mit einer feineren Diskretisierung. Allgemein lässt sich natürlich sagen, dass mit zunehmender Netzfeinheit das Ergebnis näher an der theoretischen Lösung liegt. In dem Diagramm ist auch erkennbar, dass Hexaeder erster Ordnung bereits sehr gute Ergebnisse liefern bei gleichzeitig niedriger Rechenzeit als Elemente zweiter Ordnung. Die niedrigere Rechenzeit ergibt sich auch aus der Tatsache das zur Darstellung des gleichen Volumens mit der selben Elementgröße wesentlich weniger Hexaeder erforderlich sind, als dies bei Tetraedern der Fall wäre. [21] [23]

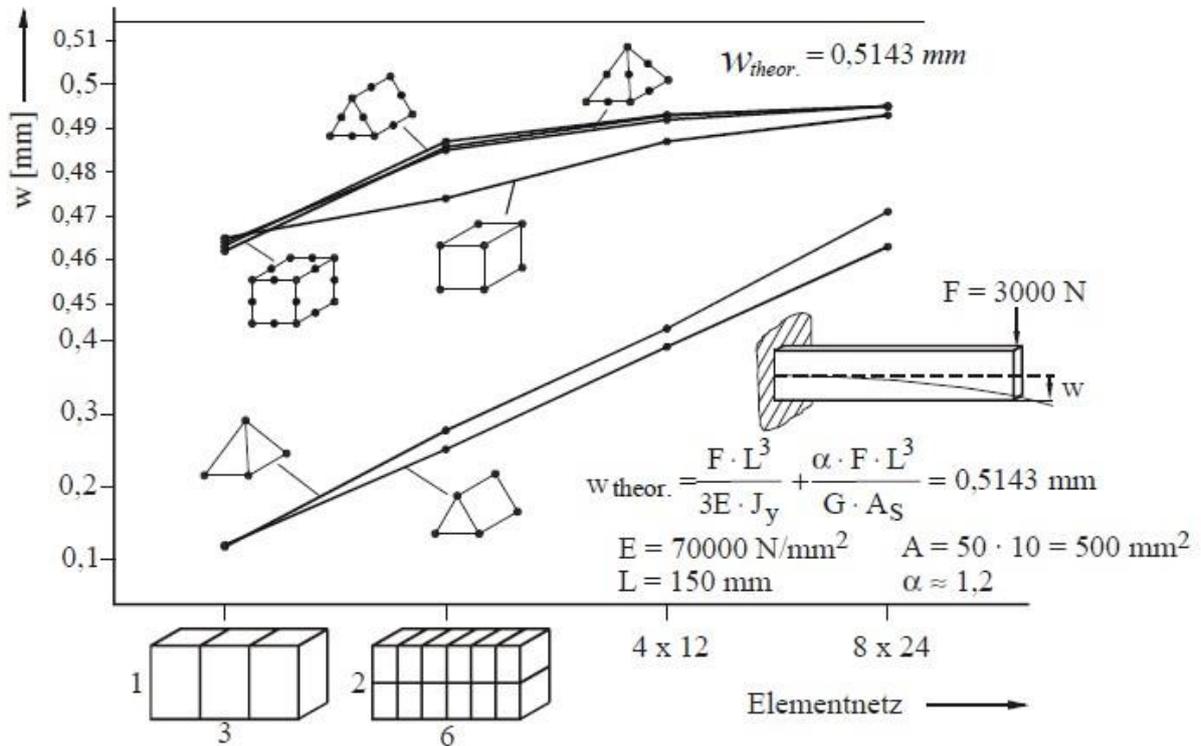


Abbildung 3.25: Konvergenzuntersuchung von Volumenelementen am Biegebalken [21]

3.2.2 Dynamik und Akustik

Die Geräusentwicklung entsteht meist durch Schwingungen von Strukturen. Daher sollte der Simulation dieser Schwingungen besondere Bedeutung zukommen. Bei der linearen oder nichtlinearen Dynamik geht es um die Simulation zeitabhängiger, wellenförmiger Bewegungen in verschiedenen Medien. Diese Medien können fest, flüssig oder gasförmig sein. Nichtlineare Dynamikprobleme sind gekennzeichnet durch zeitabhängige Dämpfung, nichtlineare Materialeigenschaften oder Anschlagprobleme. Für diese Problemstellungen sind meist spezielle CAE-Systeme erforderlich. [22]

Für lineare Dynamikprobleme ergibt sich analog zu Gleichung 3.20 das folgende Gleichungssystem, bei dem die Steifigkeitsmatrix sowie die Massematrix des Systems berücksichtigt werden. Ziel ist es dabei aus diesem Differentialgleichungssystem die Eigenwerte (Eigenfrequenzen) und Eigenvektoren (Eigenschwingungsformen) des Modells zu ermitteln. [22]

$$\mathbf{M} * \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{K} * \hat{\mathbf{u}} - \mathbf{f} = 0 \quad 3.21$$

Das Gleichungssystem für ein gedämpftes elastisches System lautet wie folgt. Die beschriebenen Masse-, Steifigkeits- und Dämpfungsmatrizen ergeben sich dabei auch hier aus den finiten Elementen des zu berechnenden Bauteils. [22]

$$\mathbf{M} * \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{C} * \dot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{K} * \hat{\mathbf{u}} - \mathbf{f} = 0 \quad 3.22$$

4 Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Wie bereits in den vorherigen Kapiteln erwähnt, hat sich die Entwicklung einer Bremsscheibe grundlegend verändert. Es sind nicht mehr nur die Bremsleistung beziehungsweise die Bauteilfestigkeit ausschlaggebend, vielmehr liegt das Hauptaugenmerk im Entwicklungsprozess eines Bremssystems heutzutage auf den Komfortansprüchen, die an ein Kraftfahrzeug gestellt werden. Dabei gilt es Schwingungen, angeregt durch das Bremssystem, und Bremsgeräusche unter allen Umständen zu vermeiden. Um diese Anforderungen zu erfüllen und gleichzeitig den immer kürzer werdenden Entwicklungszeiten der Automobilbranche gerecht zu werden, werden moderne rechnergestützte Methoden (CAE) eingesetzt. Nur dadurch ist es möglich eine Vielzahl an Varianten zu evaluieren, um die bestmögliche Lösung zur Erreichung der Komfortansprüche zu erhalten. Durch den gezielten Einsatz dieser Methode bereits in frühen Entwicklungsphasen können so vielversprechende Lösungen intensiver weiterverfolgt werden und unzureichende ohne weiteren Aufwand verworfen werden. Gleichzeitig ist es durch den Einsatz dieser Methoden möglich, Zeit und Kosten einzusparen, da weniger Prototypen und Versuche notwendig sind. Allerdings lassen sich speziell im Komfortbereich aufgrund der zahlreichen Einflüsse der Komponenten die Versuche und Tests nicht durch Simulationen ersetzen.

Das zentrale Bauteil bei all diesen Untersuchungen ist dabei die Bremsscheibe. Sie trägt aufgrund des Reibkontaktes zum Bremsbelag und durch etwaige Unförmigkeit besonders zum Auftreten von Schwingungen bei. Aufgrund der großen Oberfläche hat sie auch besonderen Einfluss auf die Schallabstrahlung. Andererseits eröffnet sie allerdings auch die meisten konstruktiven Eingriffsmöglichkeiten, um darauf zu reagieren. Um die Anforderungen bestmöglich zu erreichen, ist es daher notwendig viele Varianten von Bremsscheiben mit Hilfe von CAE-Methoden zu untersuchen. Die Varianten unterscheiden sich dabei vor allem durch die geometrischen Parameterwerte (Abmessungen) oder durch das gewählte Rippenmuster.

Bestehende Vorgehensweise im Entwicklungsprozess

Das bedeutet für den Entwicklungsprozess einer Bremsscheibe (siehe Abbildung 4.1), dass ausgehend von den fahrzeugspezifischen Grundabmessungen der Bremsscheibe viele Varianten in CAD anhand von Erfahrungen konstruiert werden. Bei dem im Zuge der vorliegenden Arbeit verwendeten CAD-System handelt es sich um CATIA in der Version 5 von Dassault Systems [24]. Bisher wurden dazu bestehende CAD-Modelle verwendet, welche manuell vom Konstrukteur geändert und an die Vorgaben angepasst wurden. Das bedeutet aber nicht nur beim Erstellen des Modells, sondern auch beim Erzeugen einzelner Varianten einen erheblichen Konstruktionsaufwand. Die erzeugten Varianten unterscheiden sich dabei hauptsächlich durch das gewählte Rippenmuster, die Rippengeometrie beziehungsweise die Perforationsbohrungen. Anschließend werden diese Varianten exportiert und in einem CAE-Präprozessor mit finiten Elementen vernetzt. Dazu wird im Rahmen des vorliegenden Projektes Ansa von Beta CAE Systems S.A. eingesetzt [25]. Für die Diskretisierung im Präprozessor ist allerdings eine aufwendige Aufbereitung der eingelesenen Geometrien notwendig, um die manuelle Hexaeder-Vernetzung durchführen zu können. Diese ist erforderlich zur Behebung der Fehler beim Datenaustausch und andererseits durch die unterschiedlichen Anforderungen zwischen CAD- und CAE-

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Systemen. Die fehlenden Schnittstellen-Definitionen zwischen CAD und CAE bieten eines der größten Potenziale zur Verbesserung der virtuellen Produktentwicklung durch CAD/CAE-Integration. Diese Probleme können aber nicht nur durch fehlende Schnittstellen in den Systemen, sondern auch in der Kommunikation zwischen Konstruktion und Berechnung entstehen. Die einzelnen Abteilungen wissen dabei meist nichts oder nur wenig über die Anforderungen, die an die Daten außerhalb ihrer Zuständigkeitsbereiche gestellt werden. Außerdem ist zu erwähnen, dass aufgrund des Datenaustauschs viele Geometrieinformationen verloren gehen und die Handhabung einzelner Elemente dadurch erschwert wird. Die Vernetzung erfolgt aufgrund der guten Eigenschaften mit Hexaeder-Elementen, was jedoch bei komplexen Gussteilen zu einem erheblichen Mehraufwand aufgrund der manuellen Vernetzung führt. Die Vorteile der Hexaeder ergeben sich dabei vor allem durch die geringere Anzahl der Elemente und der besseren Konvergenz gegenüber Tetraedern, was kürzere Rechenzeiten und bessere Ergebnisse bedeutet. Nach der Berechnung beziehungsweise Simulation der vernetzten Varianten werden die CAD-Modelle anhand der Ergebnisse angepasst, um den Prozess erneut zu durchlaufen (Validierungsschleife). Dies geschieht so lange, bis die gewünschten Ergebnisse erreicht werden. Aufgrund der Anforderungen an den Entwicklungsprozess ergibt sich ein hoher Aufwand von sich wiederholenden, teilweise sehr einfachen Tätigkeiten. Einerseits in der Konstruktion durch die Erstellung der Varianten beziehungsweise Einarbeiten der Ergebnisse der Berechnung, andererseits durch die Geometrieaufbereitung und die Vernetzung im Präprozessor. [12] [21] [23]

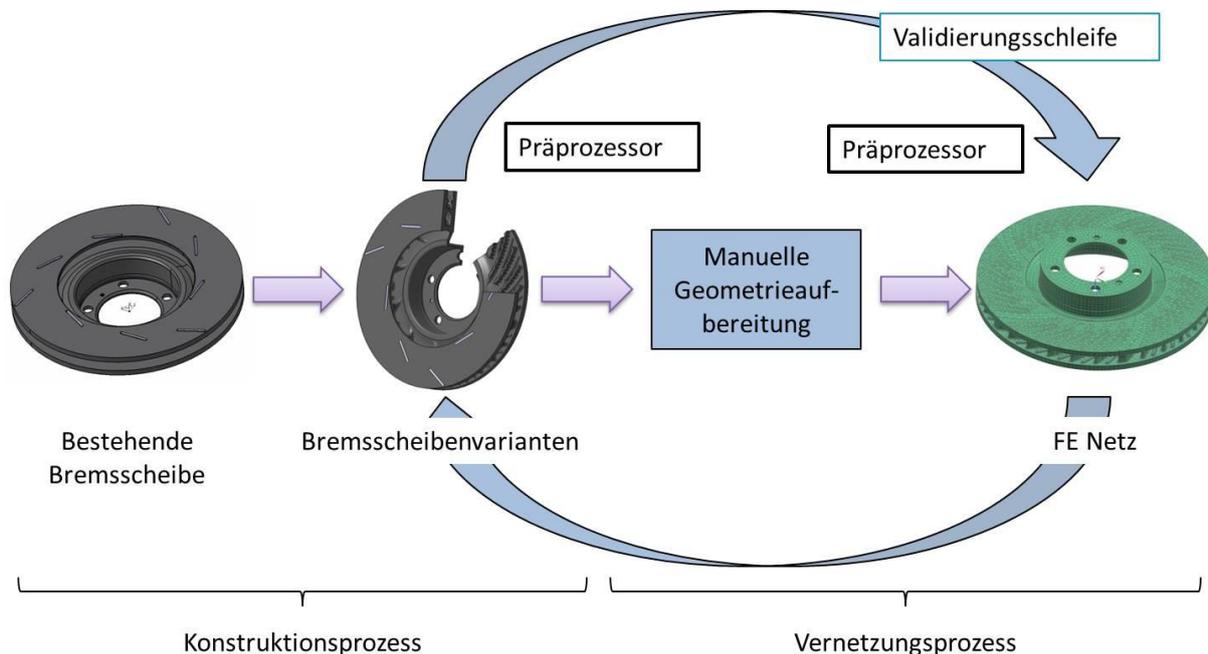


Abbildung 4.1: bisheriger Entwicklungsprozess

Konzept zur Optimierung des Entwicklungsprozesses

Der bestehende Prozess kann dabei auf mehrere Arten unterstützt werden. Einerseits kann der Konstruktionsprozess durch eine vereinfachte und standardisierte Konstruktion und Variantenerstellung von Bremsscheiben unterstützt werden. Dabei werden hochparametrisierte Bauteilvorlagen für verschiedene Bremsscheibenarten und Werkzeuge zur Parametersteuerung sowie zur Eingabe des Rippenmusters bereitgestellt. Diese können

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

zur Erstellung des ersten Modells am Beginn des Entwicklungsprozesses aber auch im weiteren Verlauf zur Erstellung von Varianten beziehungsweise zur Einarbeitung der Berechnungsergebnisse verwendet werden. Außerdem dienen diese Modelle als Basis zur weiteren Detaillierung zu Fertigungszwecken. Ein weiterer Vorteil der Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien ist, dass einfache Änderungen beziehungsweise die Anpassung des Rippenmusters nun auch vom Berechnungsingenieur durchgeführt werden können. Andererseits kann der Entwicklungsprozess aber auch durch die Aufbereitung der Bremsscheiben-Geometrien für die nachfolgende Hexaeder-Vernetzung optimiert werden. Dabei wird die gesamte Aufbereitung an der voll parametrisierten Geometrie innerhalb der CAD-Umgebung durchgeführt und erst danach für den Präprozessor exportiert. Es wird aber nicht nur die bisher manuell durchgeführte Geometriaufbereitung übernommen, sondern es wurden auch eine Optimierung der Geometrie beziehungsweise zusätzliche Maßnahmen und Methoden zur Optimierung des Vernetzungs-Prozesses durchgeführt. Aufgrund der automatisierten Geometriaufbereitung innerhalb der CAD-Umgebung kann diese nun auch vom Konstrukteur ohne detailliertes Wissen über die Vernetzungs-Anforderungen durchgeführt werden. Dadurch wird die strikte Trennung zwischen Konstruktions- und Vernetzungsprozess aufgehoben und es entsteht eine Überlappung dieser beiden Bereiche. Das führt zu einer optimalen Nutzung freier Ressourcen aber auch zu einem Informationsaustausch und somit zu einem besseren Verständnis des gesamten Entwicklungsprozesses. Abbildung 4.2 zeigt den Prozess der Bremsscheibenentwicklung nach Einsatz der beschriebenen Methoden zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien.

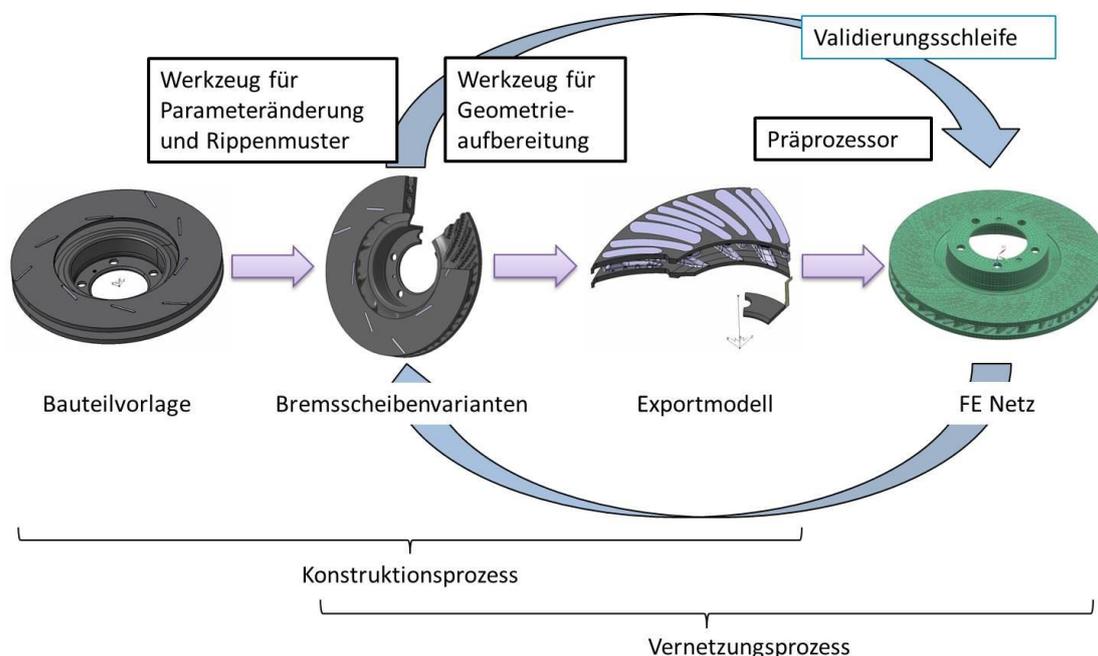


Abbildung 4.2: Entwicklungsprozess mit Hilfswerkzeugen

In den folgenden Kapiteln soll zuerst das CAD-Modell mit seinen konstruktiven Anforderungen und dem gewählten Aufbau anhand der Integralscheibe beschrieben werden. Anschließend folgt eine Beschreibung der Methoden zur Geometriaufbereitung und

abschließend eine detaillierte Beschreibung der erstellten Werkzeuge mit der Gesamtarchitektur.

4.1 Erstellung 3D-CAD Modell

Eine der wichtigsten Aufgaben war die Erstellung einer hoch parametrisierten 3D-CAD Bremsscheiben-Geometrie, da alle weiteren Schritte auf dieser Geometrie aufbauen. Das heißt, dass sowohl die Werkzeuge zur Parameteränderung und Rippenmustererstellung als auch die entwickelten Methoden zur Geometriaufbereitung auf diesen zur Verfügung gestellten Bremsscheiben aufbauen. Es wurden dabei sowohl für die Integralscheibe (einteilige Bremsscheibe) als auch für die Stiftscheibe (zweiteilige mit Stiften verbundene Bremsscheibe) separate Bauteilvorlagen erstellt (siehe Abbildung 4.3). Diese Bauteilvorlagen enthalten alle zur vollständigen Erstellung einer 3D-CAD Bremsscheibe notwendigen Geometrien, die dann mithilfe der Werkzeuge über Parameter gesteuert werden können. Im Folgenden werden alle Sachverhalte am Beispiel der Integralscheibe erklärt, da der Aufbau beider Scheibentypen auf den gleichen Ideen sowie ausgeführten Methoden basieren. Sie unterscheiden sich lediglich in ihrer geometrischen Erscheinung.

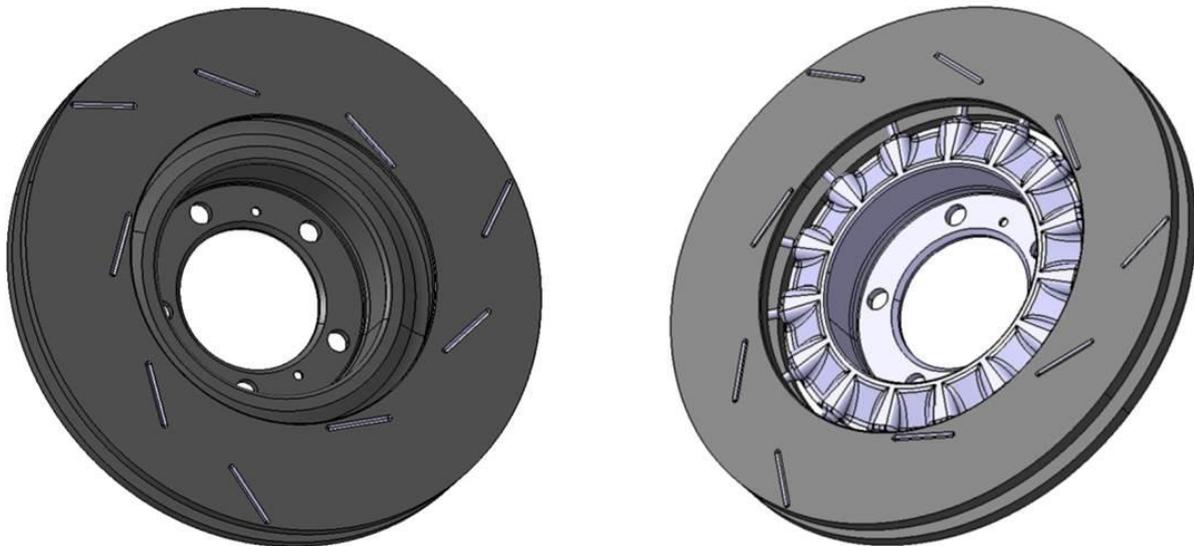


Abbildung 4.3: Integralscheibe (links) und Stiftscheibe (rechts)

4.1.1 Konstruktive Anforderungen

Am Beginn der Arbeit wurden die Anforderungen, die aus konstruktiver Sicht an eine Bremsscheibe gestellt werden erarbeitet. Dabei wurden die Probleme und Schwachstellen der bestehenden Modelle identifiziert, um diese bei der Neukonstruktion der Bauteilvorlagen zu vermeiden. Dabei handelte es sich zum Beispiel um sehr komplexe Querschnitte in Kombination mit vielen geometrischen Bedingungen. Änderungen an der geometrischen Definition dieser Modelle erfordern daher das Expertenwissen der einzelnen Konstrukteure. Ein wesentlicher Bestandteil der Arbeit war dabei die Analyse dieser Komplexität, um die Modelle und Schnittdefinitionen zu stabilisieren.

Um von Anfang an einen möglichst stabilen und geordneten Aufbau des Modells zu gewährleisten, wurden die bestehenden Bremsscheiben-Modelle hinsichtlich ihrer

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Komponenten und der Verknüpfungen eingehend untersucht und ein Konzept des Aufbaus erarbeitet (siehe Abbildung 4.4). Dabei ist erkennbar, dass das Modell aus zwei großen Komponenten besteht, dem Topf der die Flanschfläche zur Befestigung der Bremsscheibe bereitstellt und die daran angeordneten Reibringe die die Reibflächen enthalten. Die Reibringe sind dabei entsprechend der Teilung aus mehreren gleichen Segmenten aufgebaut. Die Rippen der Bremsscheibe befinden sich im Kühlkanal zwischen den beiden Reibringen und verbinden diese miteinander. Die Rippen können hinsichtlich der Form (Radial, Evolvente), des Typs (Vollrippe, Hilfsrippe usw.) und dem Rippenübergang (frei, angebunden) unterschieden werden. Dadurch ergibt sich die Vielzahl der weiter unten beschriebenen Rippen, die in das Modell integriert wurden. Direkt von der Rippenform beziehungsweise Position abhängig sind die Perforationsbohrungen und die dazugehörigen Ausnehmungen. Wenn statt den Bohrungen jedoch Nuten verwendet werden, können diese an jeder beliebigen Stelle am Reibring angebracht werden. Jeder dieser beschriebenen Komponenten sind eigene Parameter zugeordnet die die Form und Lage dieser beschreiben beziehungsweise steuern. Außerdem sind alle diese Komponenten an die Gussparameter gekoppelt, um gegebenenfalls auf Änderungen der Herstellervorgaben reagieren zu können. Die Ausgabe des Modells sind einerseits das Gewicht der Bremsscheibe und andererseits das Export-Modell, welches das Kernstück dieser vorliegenden Arbeit ist. Der in Kapitel 4.1.2 beschriebene Aufbau des 3D-CAD Bremsscheiben-Modells wurde anhand dieses Konzepts strukturiert und durchgeführt.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

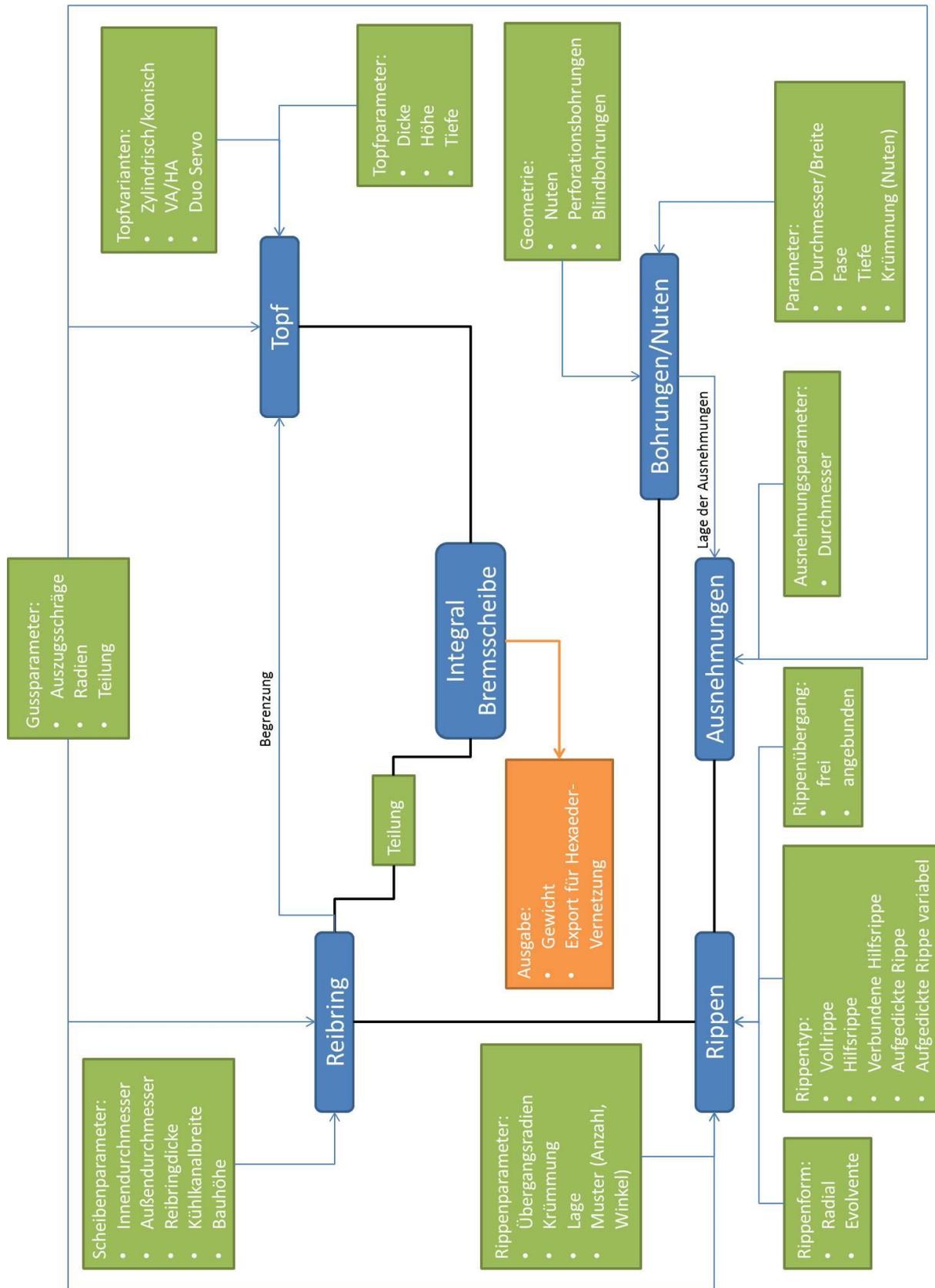


Abbildung 4.4: Zusammenhänge der Integral-Bremsscheibe

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Die daraus abgeleiteten konstruktiven Anforderungen sind eine Bremsscheiben-Geometrie, die flexibel innerhalb eines großen Parameterbereichs ohne große manuelle Eingriffe geändert und angepasst werden kann. Außerdem soll, bedingt durch die geforderte Qualität der nachfolgenden Simulation, die Bremsscheibe einen hohen Detaillierungsgrad aufweisen. Diese beiden Anforderungen stellen eine der größten Herausforderungen im Zuge dieser Arbeit dar, da es sich bei diesen Anforderungen um gegenläufige Eigenschaften eines CAD-Modells handelt. Das heißt, dass ein Modell entweder flexibel ist, dann aber meist einen niedrigen Detaillierungsgrad aufweist oder sehr ausdetailliert, dann aber nicht flexibel änderbar ist. Nur durch den gezielten Einsatz der parametrisch-assoziativen Konstruktion in Verbindung mit der wissensbasierten Konstruktion war es überhaupt möglich, das Modell derart zu verknüpfen, dass es innerhalb des gesamten Parameterbereichs mit möglichst wenig manuellen Eingriffen änderbar bleibt. Dadurch ist es auch möglich, dass der Berechnungsingenieur ohne fundierte CAD-Kenntnisse unter Verwendung des Konstruktionswerkzeugs Varianten zur Evaluierung erstellen kann.

Um möglichst flexibel Varianten erstellen zu können, war es daher notwendig, dass das Bremsscheibenmodell verschiedene Scheibenteilungen und auch eine beliebige Anzahl von Rippen darstellen kann. Die Scheibenteilung gibt dabei an, aus wie vielen gleichen Segmenten die Bremsscheibe aufgebaut ist. Die Rippenanzahl, die von der gewählten Scheibenteilung abhängig ist, gibt an wie viele Rippen gesamt auf der ganzen Scheibe vorhanden sind. Um die Möglichkeiten bei der Erstellung des Rippenmusters zu erweitern, wurden im Modell auch alle bereits verwendeten Rippenformen und Typen hinterlegt. Bei der Rippenform wird dabei zwischen Radial- und Evolventenrippen unterschieden (siehe Abbildung 4.5), welche durch die Form der Mittellinie der Rippen beschrieben ist.

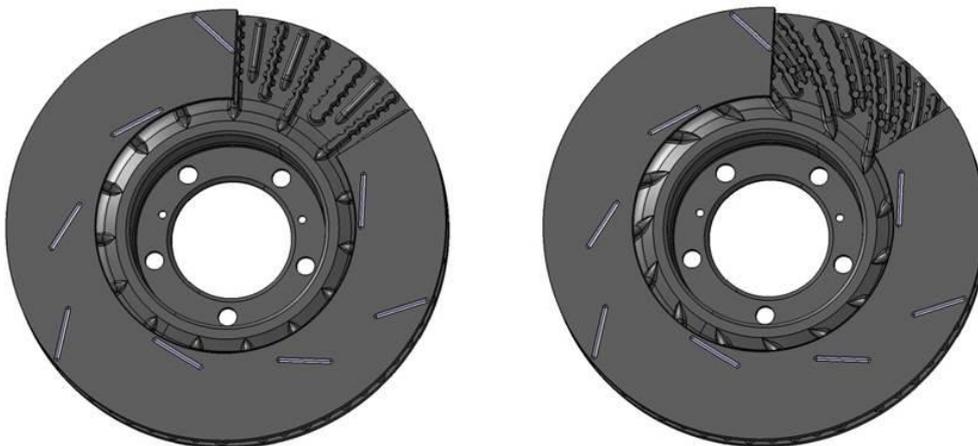


Abbildung 4.5: Schnitt zweier Integralscheiben mit Blick auf Radialrippen (links) und Evolventenrippen (rechts)

Bezüglich der Rippentypen kann man zwischen Vollrippen und aufgedickten Vollrippen unterscheiden. Vollrippe bedeutet dabei eine durchgehende Rippe (Verbindung der Reibringe) mit einer einheitlichen konstanten Dicke. Die aufgedickte Rippe hat hingegen eine von der Standarddicke abweichende Dicke, die über Parameter gesteuert wird. Die Aufdickung sollte aufgrund der geforderten Variabilität von der Mittellinie aus in beide Richtungen und mit beliebigen Stärken erfolgen können. Außerdem sind beide Rippentypen sowohl in normaler als auch in angebundener Form vorhanden. Angebunden bedeutet dabei,

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

dass die Rippe in die Mitte bis zum Topf verläuft und dort angebunden ist. Die beschriebenen Rippentypen sind in Abbildung 4.6 zu sehen. Hier sei erwähnt, dass die später in Kapitel 4.2.2 erläuterte Projektion der Rippen auf die Reibringfläche bereits in den Aufbau der Rippen integriert ist.

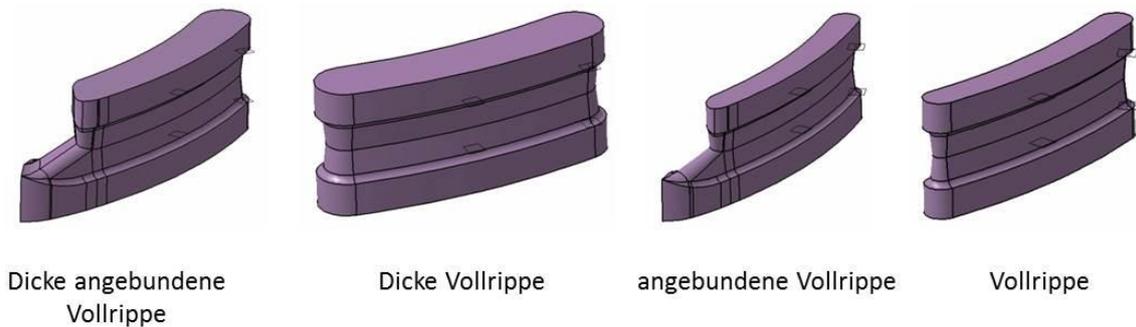


Abbildung 4.6: Vollrippen

Zwischen den Vollrippen werden sogenannte Hilfsrippen angebracht, welche auch in verbundener Form ausgeführt werden können. (siehe Abbildung 4.7).

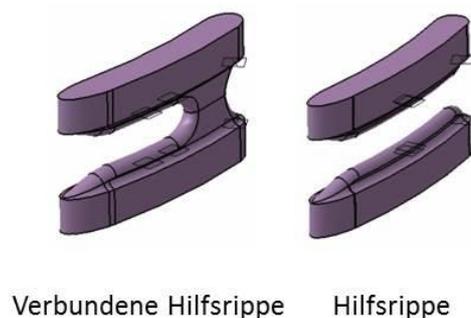


Abbildung 4.7: Hilfsrippen

Um der Flexibilität vollends gerecht zu werden, wurde zusätzlich zu den Standardrippentypen ein variabler Rippentyp in normaler und in angebundener Form in das Modell integriert (siehe Abbildung 4.8). Bei diesem Rippentyp kann die Außenform anhand von Punkten, durch die eine Spline-Kurve verläuft, gesteuert werden. Durch diesen flexiblen Rippentyp sind sehr viele unterschiedliche Rippenaußenformen möglich.

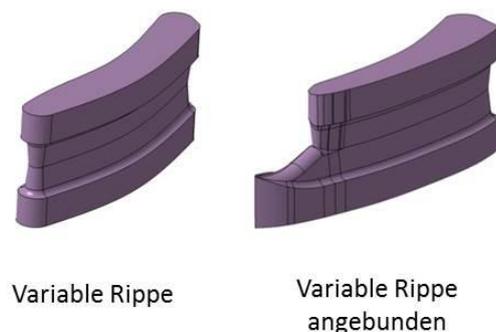


Abbildung 4.8: Variable Rippen

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Eine weitere Anforderung aus konstruktiver Sicht ist die Darstellbarkeit verschiedener Reibflächengeometrien. Mit dem Modell müssen daher die Perforationsbohrungen aber auch die immer häufiger verwendeten Nuten in den Reibringen dargestellt werden können (siehe Abbildung 4.9).

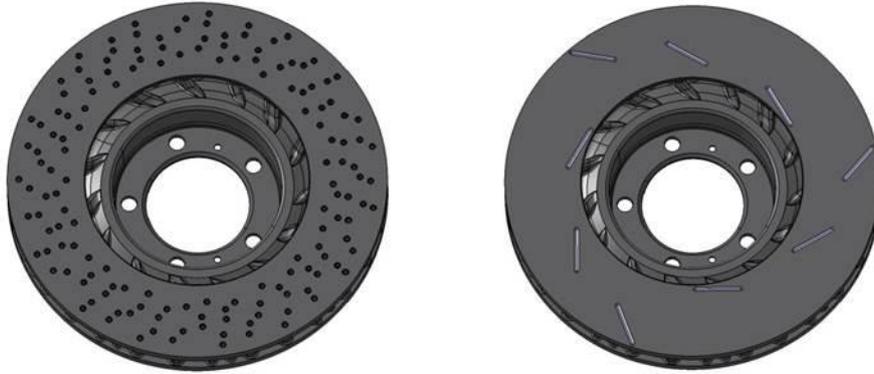


Abbildung 4.9: Perforationsbohrungen (links) und Nuten (rechts)

4.1.2 Aufbau des 3D-CAD Modells

Wie bereits erwähnt, wurde beim Erstellen des Modells besonders auf einen sauberen und strukturierten Aufbau geachtet, welcher eine Prämisse in der parametrisch-assoziativen Konstruktion darstellt. Das betrifft die Erstellung einzelner Skizzen als Referenzgeometrien sowie die Verlinkung dieser, wo es notwendig, beziehungsweise sinnvoll ist. Dieser Aufbau in vielen separaten geometrischen Elementen benötigt allerdings eine Vielzahl an Elementen bei denen Verknüpfungen im ersten Moment vielleicht nicht immer erkennbar sind. Allerdings überwiegen die Vorteile hinsichtlich Steuerbarkeit und Stabilität, weshalb dieser Ansatz auch gewählt wurde. Bei der Verlinkung/Referenzierung von geometrischen Elementen sollte aus Gründen der Stabilität beachtet werden, dass auf Features beziehungsweise Elemente im Strukturbaum wie Achsensysteme, Ebenen, Punkte oder Skizzen referenziert wird. Die Referenzierung von 3D-Geometrien und topologischen Elementen wie Ecken, Kanten und Flächen sollte dabei weitgehend vermieden werden und nur dort zum Einsatz kommen, wo kein anderer Lösungsansatz möglich ist. Hauptgrund dafür ist das bei einer Änderung der Geometrie diese Referenzen verloren gehen können und somit das Modell Fehler aufweist. Eine wichtige Rolle spielt auch die Verknüpfung der Geometrieelemente mit den erstellten Parametern. Dadurch ist es möglich die gesamte Gestalt einer Bremsscheibe zu ändern, ohne dabei jede Skizze einzeln ändern zu müssen. Außerdem wurden Geometrien auch durch Beziehungen und Formeln miteinander verbunden, um eine automatische Anpassung bestimmter Geometrien im gesamten Parameterbereich sicherzustellen.

In Abbildung 4.10 ist der Strukturbaum der Integralbremsscheibe in CATIA dargestellt. Aufgrund der Übersichtlichkeit wurden die geometrischen Elemente in den sogenannten *geordneten geometrischen Sets* gruppiert, welche gleich wie in der Volumenkonstruktion nur eine featurebasierte Konstruktion zulassen. Als Erstes sind im Modell die Hauptebenen und das Koordinatensystem zu finden, auf diesen Referenzen basiert der komplette weitere Aufbau der Bremsscheibe. Danach folgen die Parameter und die *Beziehungen (Relations)*, die Kontrollfunktionen und Verknüpfungen der Parameter enthalten. Daran anschließend befinden sich die bereits angesprochenen *geometrischen Sets*, die Referenzen, Skizzen und

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Flächen entsprechend sortiert nach deren Funktion enthalten. Im *Partbody* wird das finale Volumenmodell der Bremsscheibe unter Verwendung der Referenzen und Hilfsgeometrien aufgebaut. In den CAE-Features sind vereinfachte Geometrien enthalten, die mit dem Modell exportiert und damit dann im Präprozessor zur Verfügung stehen. Das letzte *geometrische Set* wird vom Werkzeug zur Erstellung der Vorschau des Rippenmusters verwendet, hat aber für den Aufbau des Modells keinerlei Bedeutung. [16]

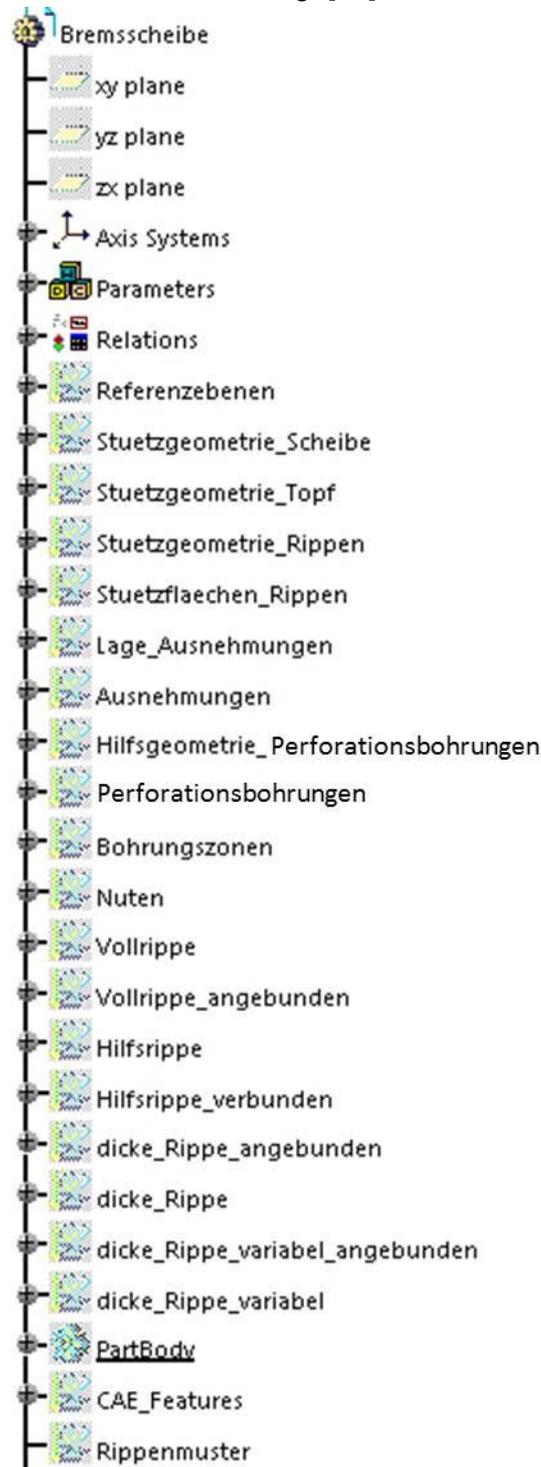


Abbildung 4.10: Strukturbaum der Integralscheibe

4.1.2.1 Parameter

Bei der Erstellung der Startmodelle wurden alle für die Konstruktion relevanten Abmessungen und Eigenschaften als Parameter im Modell hinterlegt (siehe Abbildung 4.11). Das ermöglicht einerseits das einfache und schnelle manuelle Ändern der Parameter aber es erlaubt auch mithilfe externer Applikationen auf diese Parameter zuzugreifen. Gleich am Beginn finden sich die Hauptparameter, welche die grundlegende Gestalt der Bremsscheibe definieren. Außerdem wurden noch zwei Parameter erstellt die es dem integrierten Werkzeug, zur Erstellung und Aufbereitung von Bremsscheiben-Geometrie, ermöglichen den Typ und die verwendete Bohrungs- beziehungsweise Nutgeometrie der Scheibe zu erkennen. Zusätzlich dazu wurden noch in eigenen Untergruppen für bestimmte Bereiche weitere Parameter hinterlegt. Im Detail handelt es sich dabei um Parameter der Scheibe und der Gusseinstellungen (Aufmaß, Auszugsschräge, Radien). Danach folgen Einstellungen bezüglich der Rippen (grundlegende Rippenform, Form der variablen Rippen) und der Ausnehmungen. Die meisten Parameter können dabei manuell oder mithilfe des entwickelten Werkzeugs geändert werden, außerdem gibt es noch Parameter die nur zur Steuerung des Werkzeugs und als Informationsspeicher dienen (z.B. die Parameter des Rippenmusters). Diese Parameter sind als „Makro Parameter“ gekennzeichnet und in den entsprechenden Untergruppen abgelegt. Der Parameter, der den Startwinkel des Export-Segments definiert, wird ebenfalls automatisch während des Exports vom Werkzeug gesetzt.

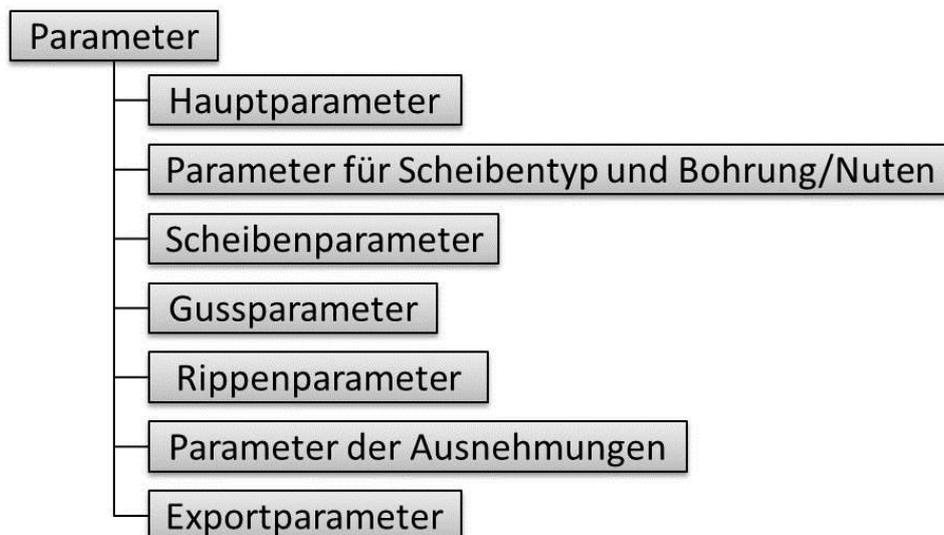


Abbildung 4.11: Parameter

4.1.2.2 Relations

In den *Relations (Beziehungen)* befinden sich die Formeln, die Parameter untereinander oder Parameter mit Abmessungen von geometrischen Elementen verbinden. Dabei kommen sowohl direkte Verknüpfungen als auch Gleichungen zum Einsatz, über die die Parameter verbunden sind. Außerdem werden unter diesem Knotenpunkt auch wissensbasierte Features wie Regeln abgelegt, die man beliebig definieren kann. In diesem Fall handelt es sich um eine Kontrolle der Eingabewerte der Hauptparameter die verhindert, dass die Reibringbreite zu gering wird. Das ist notwendig da die Hauptparameter aufgrund der Fehlerbehebung nicht über das Werkzeug, sondern im Modell direkt eingestellt werden.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Weitere Kontrollen sind nicht notwendig, da die anderen Parameter idealerweise direkt über die entwickelten Werkzeuge angesteuert werden und daher auch dort anhand von Erfahrungswerten und Plausibilität überwacht und kontrolliert werden.

4.1.2.3 Referenzebenen

Bei den Referenzebenen (siehe Abbildung 4.12) handelt es sich um die wichtigsten Ebenen des Bremsscheibenmodells, welche die grundlegende Geometrie definieren. Diese Ebenen referenzieren auf das Bauteil-Koordinatensystem sowie auf andere Referenzebenen und werden über Parameter gesteuert. Mit den Ebenen werden die Positionen der Reibringflächen, des Kühlkanals und des Topfes gesteuert.



Abbildung 4.12: Referenzebenen

4.1.2.4 Reibring

Die Geometrie der beiden Reibringe wird über zwei Skizzen, die im *geometrischen Set* „Stützgeometrie Scheibe“ liegen, definiert (siehe Abbildung 4.13). Die beiden Skizzen referenzieren dabei auf die bereits erwähnten Referenzebenen und Parameter. Die erste Skizze definiert die bearbeitete Geometrie der Reibringe und die zweite Skizze darauf aufbauend die Rohteilgeometrie (unter Verwendung der Gussparameter).

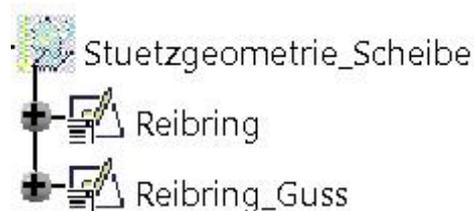


Abbildung 4.13: Geometrisches Set „Stützgeometrie Scheibe“

Im *Hauptkörper* wird aus der Skizze der Rohteilgeometrie mithilfe der CATIA-Funktion *Welle* ein Volumen erstellt und anschließend mit Rundungen versehen (siehe Abbildung 4.14). Die Skizze der bearbeiteten Geometrie wird zur Erstellung der Bearbeitung verwendet, diese erfolgt jedoch erst im späteren Verlauf des Modells.

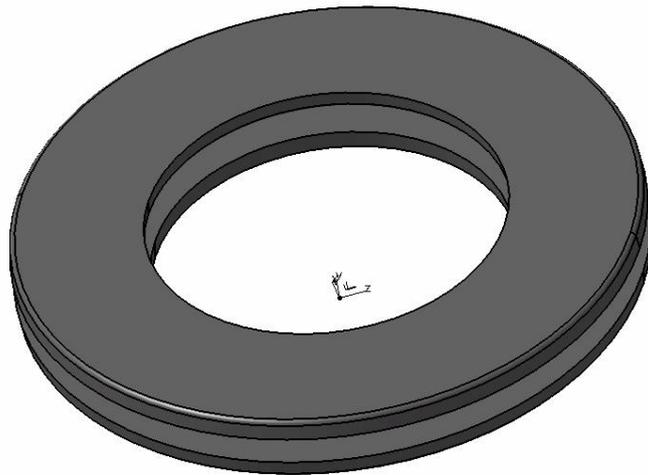


Abbildung 4.14: Rohteilgeometrie der Reibringe

4.1.2.5 Topf

Der Aufbau des Topfes der Bremsscheibe ist äquivalent zu dem der Reibringe. Im *geometrischen Set* „Stützgeometrie Topf“ wurde auch hier eine Skizze mit der bearbeiteten Kontur und eine mit der Gusskontur erstellt (siehe Abbildung 4.15). Als Referenzen dienen auch hier die Referenzebenen und Parameter. Aufgrund der Anbindung des Topfes an den Reibring gibt es allerdings auch eine Verknüpfung zu der Skizze des Reibrings.



Abbildung 4.15: Geometrisches Set „Stützgeometrie Topf“

Im *Hauptkörper* wird wieder analog zu den Reibringen ein Volumen aus der Rohteilkontur erstellt (siehe Abbildung 4.16) und später im Modell bearbeitet.

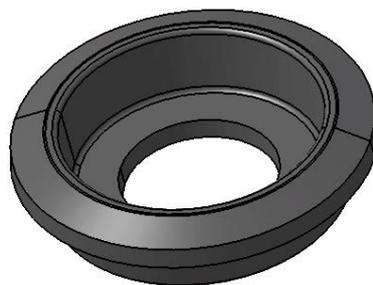


Abbildung 4.16: Topf

Der angesprochene Übergang zwischen Topf und Reibring ist eine der kritischen Stellen bezüglich der Flexibilität im gesamten Parameterbereich. Um die Flexibilität trotzdem so gut

wie möglich gewährleisten zu können, wurde insbesondere die Gestaltung der Anbindung mit besonderer Sorgfalt durchgeführt (siehe Abbildung 4.17).

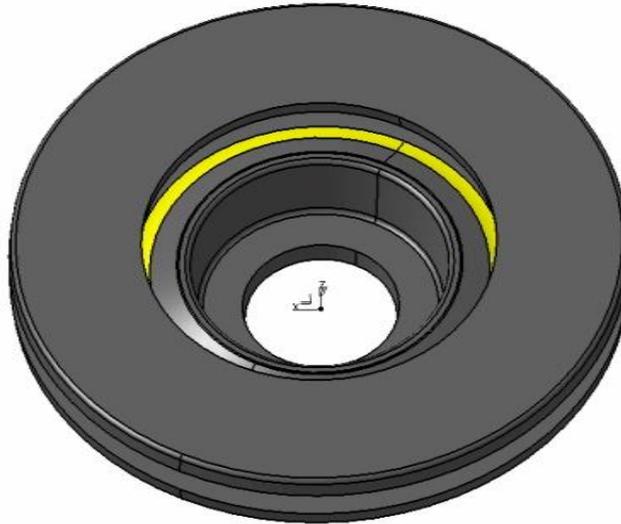


Abbildung 4.17: Topf und Reibring durch Übergangsradius (gelb) verbunden

4.1.2.6 Rippen

Da im Modellbaum die Struktur aller Rippen identisch ist und sich auch der Aufbau der Geometrie nur unwesentlich unterscheidet, sollen hier beispielhaft nur zwei Rippen beschrieben werden. Es handelt sich dabei um die angebundene Vollrippe und als besonderes Beispiel der Variabilität werden auch die variablen Rippen beschrieben.

Die Grundlage jeder Rippe sind die im *geometrischen Set* „Stützgeometrie_Rippen“ definierten Skizzen, die für jeden Rippentyp die Form entsprechend den gewählten Parametern vorgeben. Dabei wird in der Skizze basierend auf der Mittellinie, die die grundlegende Rippenform bestimmt, die Außenkontur der Rippe definiert.

Im *geometrischen Set* „Stützflächen_Rippen“ sind verschiedene Flächen enthalten, die zur Konstruktion der Rippen verwendet werden (siehe Abbildung 4.18). Die Flächen referenzieren dabei hauptsächlich auf die genannten Referenzebenen und die Parameter. Aufgrund der komplexen Verschneidungen dieser Flächen mit den Rippen haben sie einen wesentlichen Einfluss auf die Stabilität des CAD-Modells. Es wurde daher besonderes Augenmerk auf eine sorgfältige Gestaltung und Referenzierung dieser Flächen gelegt.



Abbildung 4.18: Geometrisches Set „Stützflächen_Rippen“

Der Aufbau der Rippen wurde so gestaltet, dass zuerst die Geometrie über Flächen definiert wird und anschließend die Flächen zusammengefügt werden. Dadurch ergibt sich der Vorteil, dass die Geometrie jederzeit geändert beziehungsweise ausgetauscht werden kann, da das Werkzeug nur mit dem Volumen und einigen wenigen Elementen arbeitet, die leicht angepasst werden können. Dadurch ist es möglich mit diesem Modell auch auf alle zukünftigen Änderungen der Rippengestalt eingehen zu können. Das Schließen der Fläche (Erzeugen eines Volumens) dient einerseits zum Erzeugen der Rippen im Modell, andererseits aber auch als Kontrollfunktion, da nur einwandfrei definierte Flächen ohne Fehler geschlossen werden können. Das heißt, bei einer Änderung der Geometrie muss immer gewährleistet werden, dass die Fläche geschlossen werden kann. Am Ende des geometrischen Sets befinden sich noch Ebenen, welche die markanten Schnitte an der Rippe für den CAE-Export definieren.

Für den Aufbau der Geometrie der Rippen wurde die Flächenkonstruktionsumgebung (*Generative Shape Design* in CATIA) aufgrund der zahlreichen Möglichkeiten und Freiheiten gewählt, mit deren Hilfe es möglich war, eine einfache Rippengeometrie zu erstellen. Das war notwendig da bei der bisherigen Konstruktion aufgrund der hohen Akzeptanz des CAD-Systems gegenüber kleinen Flächen und Flächenverschnitten eine Fläche aus einer Vielzahl an Einzelflächen bestand. Im Präprozessor führen diese unterteilten Geometrien aber häufig zu Problemen und zu zusätzlichem Mehraufwand für Reparatur und Bereinigung der Flächen. Abbildung 4.19 zeigt die im Zuge der Masterarbeit neu entwickelte Rippengeometrie, die aus möglichst wenigen Flächensegmenten besteht.

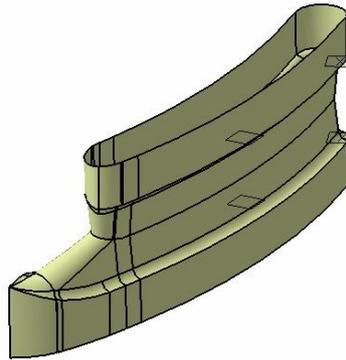


Abbildung 4.19: Geometrie der angebundenen Vollrippe

Der Aufbau der variablen Rippen entspricht dem der anderen Rippen. Der wesentliche Unterschied liegt in der Skizze, die die äußere Kontur der Rippe definiert. Im Gegensatz zu den anderen Rippen sind bei den variablen Rippen diese Konturen über Splines definiert, die über Punkte beliebig gesteuert werden können. Diese Punkte sind von der Mittellinie aus bemaßt und mit Parametern verknüpft. Dadurch kann die Form der variablen Rippen komfortabel über das Werkzeug eingestellt werden.

Die Anzahl und Lage der einzelnen Rippentypen werden nach Eingabe des gewünschten Rippenmusters automatisch vom Werkzeug berechnet. Anschließend werden die entsprechenden Rippen im Hauptkörper aktiviert und die Muster entsprechend der Anzahl und Winkelabstände eingestellt (siehe Kapitel 4.3).

4.1.2.7 Perforationsbohrungen

Wie bereits erwähnt sind die Positionen, an denen sich Bohrungen befinden können, durch das gewählte Rippenmuster vorgegeben. Im *geometrischen Set* „Hilfsgeometrie_Perforationsbohrungen“ werden daher alle Skizzen und Muster automatisch vom Werkzeug eingestellt, damit sie den Positionen der der möglichen Bohrungen entsprechen.

Im *geometrischen Set* „Perforationsbohrungen“ können dann anhand der erwähnten möglichen Bohrungspositionen und des Bohrungsbereiches die Bohrungen gewählt werden (siehe Abbildung 4.20). Entsprechend der zwei Möglichkeiten des Bohrungstyps definiert eine Skizze die Positionen der Perforationsbohrungen und eine zweite Skizze die Positionen der Blindbohrungen. Außerdem sind im geometrischen Set auch die Geometrien der Perforationsbohrung und der vereinfachten Perforationsbohrung für den CAE-Export abgelegt.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

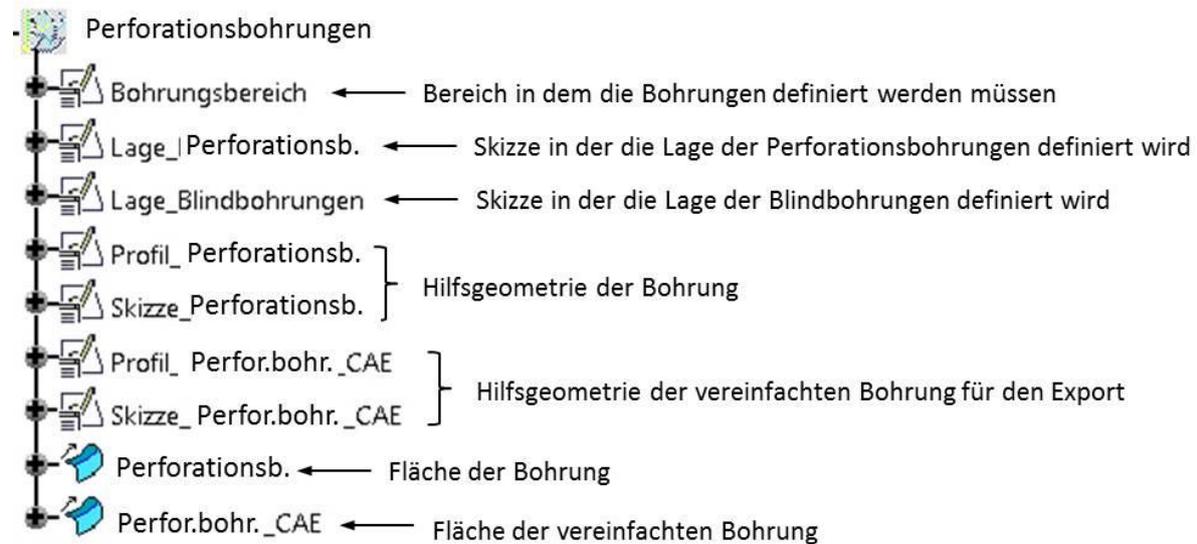


Abbildung 4.20: Geometrisches Set der Perforationsbohrungen

4.1.2.8 Ausnehmungen

Bei den Ausnehmungen handelt es sich um Taschen an den Seitenflächen der Rippen. Diese Taschen dienen der Optimierung der Bearbeitung, da an jeder Bohrungsposition immer eine Tasche vorhanden ist. In dem der Bohrer freigestellt wird, kann verhindert werden, dass der Bohrer nur zum Teil in die Rippe schneidet und es werden nur die Reibringe durchbohrt. Dadurch kann der Verschleiß der Werkzeuge merklich reduziert werden.

Im *geometrischen Set* „Lage_Ausnehmungen“ werden die Position der Ausnehmungen anhand der Perforationsbohrungen bestimmt. Es werden für die Ausnehmungen abwechselnd nur die geraden beziehungsweise ungeraden Teilkreise verwendet, daher gibt es für jeden Typ zwei Positionsskizzen.

Die Geometrie der Ausnehmungen ist im *geometrischen Set* „Ausnehmungen“ zu finden (siehe Abbildung 4.21). Außerdem befinden sich hier auch die Hilfsgeometrien und die daraus erstellten Flächen, die für die Diskretisierung der Ausnehmungen im Zuge des Exportvorganges notwendig sind.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

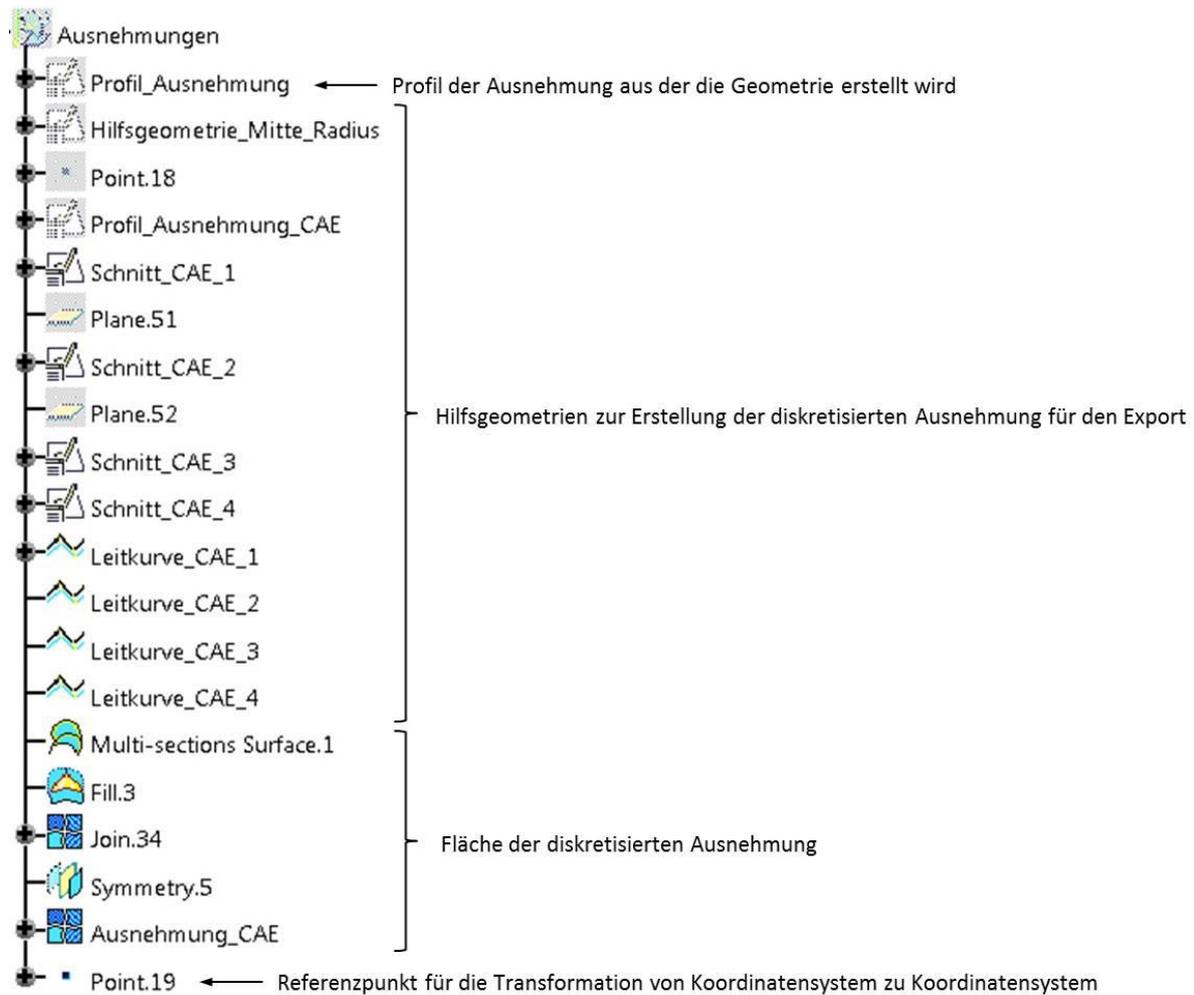


Abbildung 4.21: Geometrisches Set „Ausnehmungen“

Das Profil der Ausnehmung wird im Hauptkörper durch die Funktion *Welle* zu einem Volumen und durch Musteroperation an alle notwendigen Positionen kopiert. Der Körper der alle Ausnehmungen enthält wird dann von den Rippen abgezogen.

4.1.2.9 Bohrungszone

Bei den Bohrungszone handelt es sich um eine Vorgehensweise, die nur für den Export und den nachfolgenden Vernetzungsprozess verwendet wird (siehe Kapitel 4.2). Das heißt, im CAD-Modell der Konstruktion werden die Bohrungszone nicht verwendet, sie sind aber im *geometrischen Set* hinterlegt, damit das Werkzeug während des Exportvorganges darauf zugreifen kann. Im *geometrischen Set* „Bohrungszone“ sind für jeden der beiden Reibringe die Hilfsgeometrien, die zur Erstellung der Fläche notwendig sind sowie die Flächen selbst abgelegt (siehe Abbildung 4.22).

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

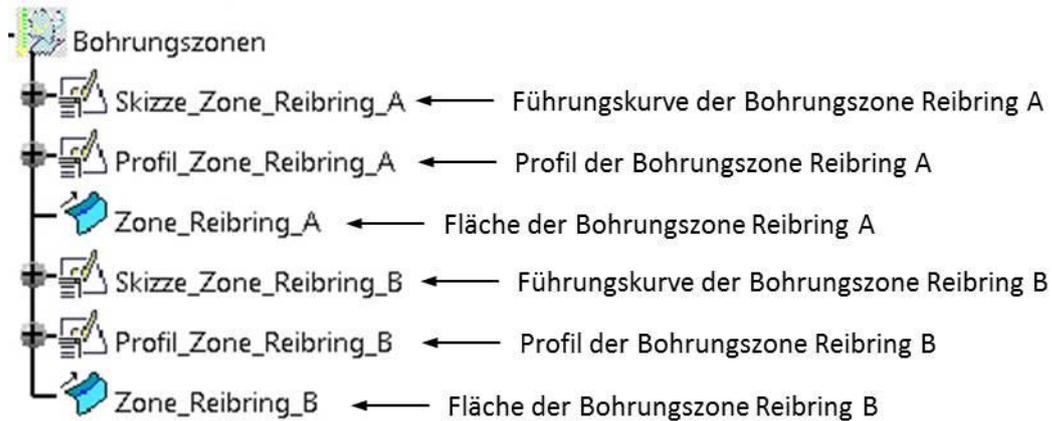


Abbildung 4.22: Geometrisches Set „Bohrungszonen“

4.1.2.10 Nuten

Bei den Nuten handelt es sich neben den Perforationsbohrungen um die zweite Möglichkeit der Gestaltung der Reibfläche bei Bremsscheiben. Der große Vorteil dabei ist, dass nicht mehr eine Vielzahl an Löchern gebohrt werden muss, sondern nur mehr eine Nut in die Reibflächen der Bremsscheibe gefräst wird. Ein weiterer Vorteil ist auch, dass die Lage und Form der Nuten unabhängig von dem gewählten Rippenmuster ist und keine Ausnehmungen benötigt. Daher war es auch möglich den Aufbau der Nuten derart zu gestalten, dass die Form und Lage automatisch an alle Parameteränderungen angepasst werden. Im *geometrischen Set* „Nuten“ sind Hilfsgeometrien zur Positionierung der Nuten sowie die Nuten selbst hinterlegt. Aus diesen Führungskurven der Nuten wird dann ein Output erstellt, um jede Kurve einzeln für die Erstellung eines Volumens zu verwenden. Die Querschnitte für jede der Nuten sind durch Hilfsebenen und Skizzen definiert (siehe Abbildung 4.23).

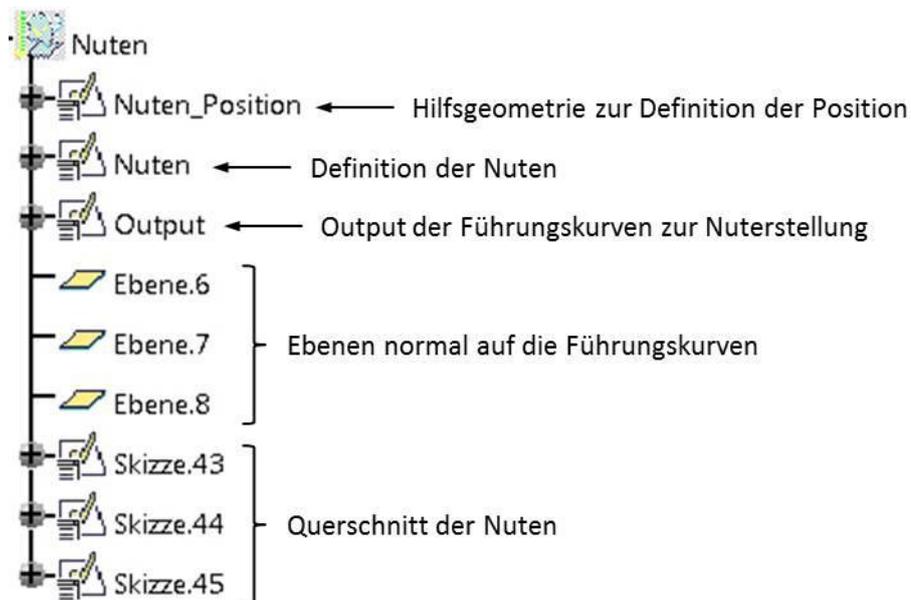


Abbildung 4.23: Geometrisches Set „Nuten“

4.1.2.11 Hauptkörper

Aus allen bisher beschriebenen Skizzen, Hilfsgeometrien und Flächen werden im *Hauptkörper* Volumenkörper erzeugt. Diese werden dann durch Verschiebe- und Musteroperationen auf die gewünschte Anzahl und Lage gebracht. Für jeden Teilbereich der Bremsscheibe geschieht dies in eigenen Körpern, um einen strukturierten und übersichtlichen Aufbau zu erhalten. Die einzelnen Körper werden dann mithilfe *Bool'scher Operationen* (Hinzufügen, Entfernen und Verschneiden) miteinander kombiniert. Der Aufbau des Hauptkörpers ist in Abbildung 4.24 dargestellt. Bei der Struktur des Modellbaums wurde auch auf Fertigungsaspekte Rücksicht genommen. Daher werden zuerst Reibringe, Topf und Rippenmuster zusammengefügt. Durch Abzug der Ausnehmungen ergibt sich somit das Rohteil. Danach folgt die Bearbeitung mit grundlegenden Bearbeitungen der Scheibe, Nuten, Perforationsbohrungen und Blindbohrungen. Außerdem sind noch Elemente enthalten, die im Zuge eines Exports aktiviert werden, so zum Beispiel der Abzug des Rippenmusters von den Reibringen oder das Herausschneiden des Segments.



Abbildung 4.24: Hauptkörper

Das Volumenmodell, das aus den gezeigten *Bool'schen Operationen* entsteht, ist in Abbildung 4.25 ersichtlich. Dabei ist zu beachten, dass in der Bauteilvorlage noch kein Rippenmuster definiert ist und daher auch keine Rippen im Volumenmodell enthalten sind.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Außerdem sind in der Bauteilvorlage die Nuten aktiviert, da die Perforationsbohrungen erst nach Definition eines Rippenmusters manuell erzeugt werden können und somit eine Darstellung in der Bauteilvorlage nicht möglich ist.

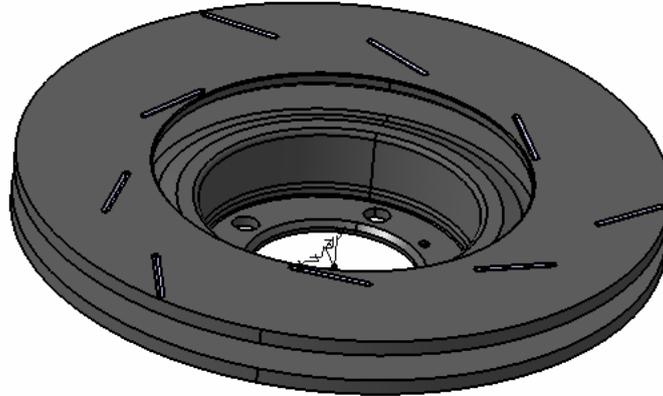


Abbildung 4.25: Bremsscheibengeometrie im Startteil

4.1.2.12 CAE-Features

Beim *geometrischen Set* „CAE_Features“ handelt es sich um vereinfachte Geometrien, die für den Export bestimmt sind (siehe Kapitel 4.2). Für die Optimierung des Vernetzungsprozesses wurden daher die Drehachse der Bremsscheibe und ein Medianschnitt durch den Hals des Topfes im Modell hinterlegt (siehe Abbildung 4.26). Eine nähere Beschreibung dieser Elemente erfolgt in Kapitel 4.2.



Abbildung 4.26: Geometrisches Set „CAE Features“

4.2 Geometriaufbereitung für CAE

Der im vorherigen Kapitel beschriebene Aufbau des CAD-Modells dient einerseits zur schnellen und effizienten Konstruktion von Bremsscheiben, andererseits ist er aber auch die Grundlage für die Geometriaufbereitung innerhalb der CAD-Umgebung. Normalerweise wird die Geometriaufbereitung im Präprozessor oder über eigene Aufbereitungsprogramme durchgeführt. Dadurch können allerdings nicht die Vorteile der vollständigen geometrischen Informationen bezüglich Anzahl, Positionen, Mustern, Bemaßungen, Beziehungen usw. verwendet werden die im CAD-System zur Verfügung stehen. Auch CATIA stellt eine

derartige Geometrieaufbereitung zur Verfügung, diese erfordert allerdings eine manuelle Flächenselektion und ist daher nicht für die Automatisierung beziehungsweise das Werkzeug geeignet. Außerdem kann die Segmentierung und Bearbeitung der Geometrien in der CAD-Umgebung wesentlich leichter durchgeführt werden, da die Referenzen, die zur Erstellung benutzt wurden, vorhanden sind. Diese Referenzgeometrien bieten einen wesentlichen Vorteil der Aufbereitung in der CAD-Umgebung gegenüber dem Präprozessor, wo nur Außenflächen vorhanden sind. Ein weiterer Vorteil ist, dass Geometrien nicht nur anhand ihrer Größe, wie in externen Algorithmen oder Softwarelösungen üblich, sondern auch durch Erfahrungen aus den bisherigen Bremsscheiben aufbereitet werden können (selektive Aufbereitung).

In der vorliegenden Arbeit wurden daher unter Ausnutzung dieser Vorteile Methoden und Werkzeuge entwickelt, die den nachfolgenden Hexaeder-Vernetzungsprozess durch eine Geometrieaufbereitung innerhalb der CAD-Umgebung unterstützen. Diese aufwendige Geometrieaufbereitung ist bei Hexaeder-Vernetzung deshalb notwendig, weil die Vernetzung größtenteils manuell durchgeführt werden muss. Bei Tetraedern, wo automatische Vernetzungs-Algorithmen angewendet werden können, ist die aufwendige Aufbereitung nicht notwendig. Obwohl einige der entwickelten Methoden auch für eine Tetraeder-Vernetzung sinnvoll wären (z.B.: Defeaturing). Das schränkt die Benutzung dieser Methoden allerdings auf Modelle, die mit den eigens dafür entwickelten Bauteilvorlagen erstellt wurden, und bei denen der Aufbau nicht verändert wurde ein. Somit ist es nicht möglich andere Modelle oder importierte Geometrie (STEP, IGES) aufzubereiten. Bei konsequenter Verwendung der Bauteilvorlage und des Konstruktionswerkzeugs kann aber für jedes zukünftige Bremsscheibenmodell eine Geometrieaufbereitung durchgeführt werden. Es wird dadurch die Geometrie der Bremsscheibe in der Form bereitgestellt, wie es den Anforderungen des Vernetzungsprozesses beziehungsweise der CAE-Umgebung (Präprozessor) entspricht. Auch hier wurden wieder Methoden und Werkzeuge für beide Bremsscheibentypen entwickelt, allerdings soll auch hier beispielhaft nur die Integralscheibe näher beschrieben werden, da die Methoden für beide Modelle analog angewendet werden können. [26] [27]

4.2.1 Anforderungen der Vernetzung

Die wichtigste Anforderung des Vernetzungsprozesses an die 3D-CAD Geometrie der Bremsscheibe sind qualitativ hochwertige und fehlerfreie Flächen um Reparaturen und Anpassungsmaßnahmen zu vermeiden. Daher wurde bei der Erstellung speziell darauf geachtet die Geometrien so zu gestalten, dass die Funktion nicht darunter leidet, sie aber optimal für den Import im Präprozessor ausgeführt sind. Ein weiteres Problem hinsichtlich Flächenqualität ist allerdings auch, dass jegliche Flächenteilungen (auch CATIA interne Segmentierungen) im Präprozessor als Kanten erkannt werden. Die unerwünschten Kanten müssen anschließend manuell im Präprozessor wieder entfernt werden, da auf jeder Kante Knoten gesetzt werden. [28]

Die Informationen bezüglich Symmetrien, Teilungen und Mustern, wie sie bei der Bremsscheibe aufgrund der rotationssymmetrischen Grundform und den Rippenmustern vorkommen, sind für den Vernetzungsprozess sehr wichtig. Dadurch kann verhindert werden, dass gleiche Geometrien mehrfach vernetzt werden. Stattdessen soll das gleiche Netz mehrfach verwendet werden. Das bedeutet zum Beispiel, wenn ein Rippentyp mehrfach vorkommt, sollte dieser nur einmal vernetzt und an allen anderen Positionen durch Mustern

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

wiederverwendet werden. Außerdem sollte bei der Vernetzung auch die Scheibenteilung (grundlegendes Muster aus dem die Scheibe aufgebaut ist) berücksichtigt werden.

Zusätzlich sollen Hilfsgeometrien bereitgestellt werden die den Vernetzungsprozess unterstützen sollen. Dabei kann es sich um so einfache Dinge wie die Drehachse der Bremsscheibe oder auch komplexere Hilfsgeometrien zur Vernetzung der Rippen handeln. Bisher mussten all diese Geometrien manuell im Präprozessor für jede Bremsscheibe neu erzeugt werden.

In der manuellen Geometrieaufbereitung mussten bislang Flächen angepasst und aufgeteilt werden, um den Anforderungen des Vernetzungsprozesses gerecht zu werden. Dies wurde zum Beispiel für jeden Rippentyp durchgeführt und bedeutet so einen wesentlichen Mehraufwand, der im CAD-System einfach durchzuführen wäre. Daher sollten auch diese einfachen Routineaufgaben in das Exportwerkzeug integriert werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist das Entfernen von kleinen, für die Berechnung unwichtigen, geometrischen Features wie Rundungen, Fasen, Nuten und andere. Im Präprozessor bedeutet das jedoch Löschen der betroffenen Flächen und anschließendes Füllen der Löcher, um wieder eine durchgehende Fläche zu erhalten. Auch diese Aufbereitung sollte in der CAD-Geometrie, wo diese Flächen noch exakt definiert sind, durchgeführt werden. Aufgrund der exakten Definition einzelner Features im CAD ist es daher sehr einfach mögliche diese zu deaktivieren, ohne Flächen zu bearbeiten, wie es im Präprozessor der Fall wäre. [27] [26]

4.2.2 Implementierte Lösungsansätze

Mithilfe der Anforderungen des Vernetzungsprozesses wurden Methoden und Werkzeuge entwickelt, die das zuvor erläuterte 3D-CAD Modell der Bremsscheibe so aufbereiten, dass es den Prozess bestmöglich unterstützen kann. Zusätzlich zu den in den nachfolgenden Kapiteln beschriebenen Lösungsansätzen wurde eine Optimierung und Bereinigung der verwendeten Flächen durchgeführt. Dabei wird der Vernetzungsprozess durch das Vermeiden der bereits angesprochenen unerwünschten Kanten im Präprozessor unterstützt. Im Zuge der Masterarbeit wurden diese Methoden immer wieder im Präprozessor überprüft und anschließend verbessert oder erweitert, um den bestmöglichen Nutzen mithilfe des Werkzeugs zu generieren. Somit ergaben sich die in den folgenden Kapiteln detailliert beschriebenen Lösungsansätze, die in das CAD-Modell beziehungsweise in das Werkzeug implementiert wurden. Abbildung 4.27 zeigt beispielhaft ein CAD-Modell und das daraus automatisch erstellte Exportmodell, welches den Anforderungen des CAE entspricht.

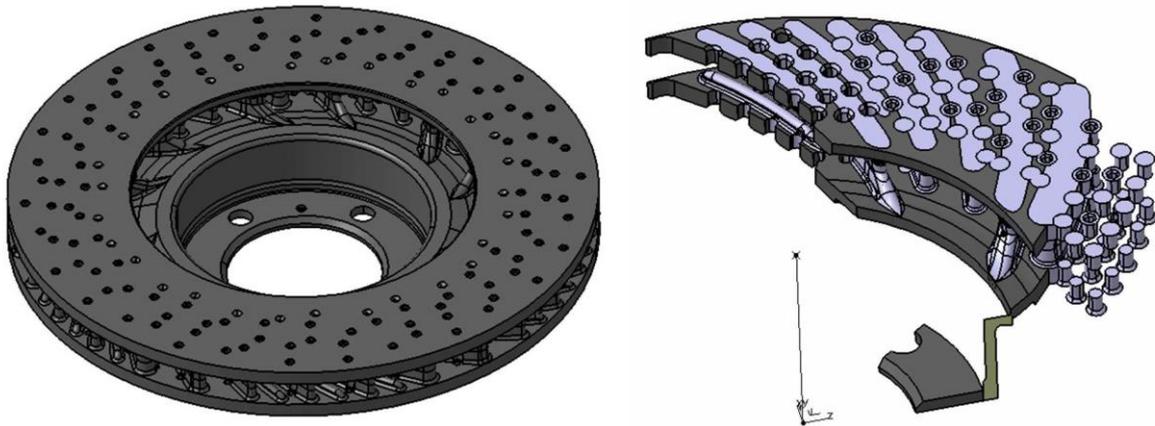


Abbildung 4.27: Beispiel einer Integralscheibe (links) und des zugehörigen Exportmodells (rechts)

4.2.2.1 Drehachse

Für viele Operationen im Vernetzungsprozess ist eine Drehachse erforderlich, das betrifft zum Beispiel das Erstellen eines Netzes durch Drehen einer Fläche um die Achse. Außerdem wird die Drehachse auch für Muster und Rotationen verwendet. Da diese Vernetzungsaufgaben eine Vielzahl der geometrischen Elemente der Bremsscheibe betreffen, ist die Drehachse ein überaus wichtiges Element. Bisher wurden jedoch, obwohl in den CAD-Modellen Achsensysteme definiert sind, keine Achsen im Präprozessor eingelesen. Um dieses Problem zu beheben, wurde eine Linie erzeugt, die der Drehachse der Bremsscheibe entspricht (siehe Abbildung 4.28). Durch Anpassung der Einstellungen des Präprozessors werden nun auch Linien und damit auch die Drehachse eingelesen und stehen somit im Präprozessor zur Verfügung.

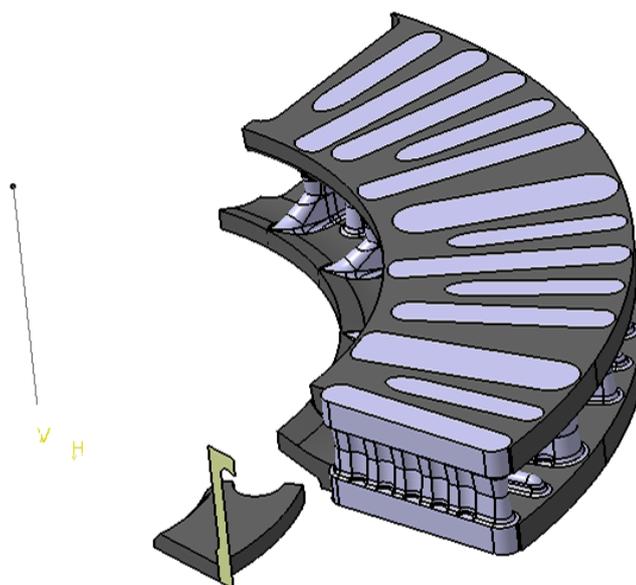


Abbildung 4.28: Drehachse im Exportmodell

4.2.2.2 Defeaturing

Da das vorliegende CAD-Modell aufgrund der geforderten hohen Detailtreue, die zum Beispiel für die Fertigung notwendig ist, viele Geometrien enthält, die für die Aussagekraft der Berechnung unbedeutend sind, werden diese geometrischen Elemente entfernt. Würden diese Geometrien im Modell bleiben würden sie zu einem erheblichen Mehraufwand bei der Vernetzung führen und gleichzeitig qualitativ minderwertigere Netze bedeuten, wodurch sie zu schlechteren Ergebnissen führen würden. Dabei werden alle Rundungen und Fasen die eine bestimmte Größe unterschreiten und nicht simulationsrelevant sind, aus dem Modell entfernt. Außerdem werden auch Geometrien wie Nuten, die Fixierbohrungen und die Nuten um die Durchgangslöcher der Radschrauben im CAD-Modell deaktiviert (siehe Abbildung 4.29).

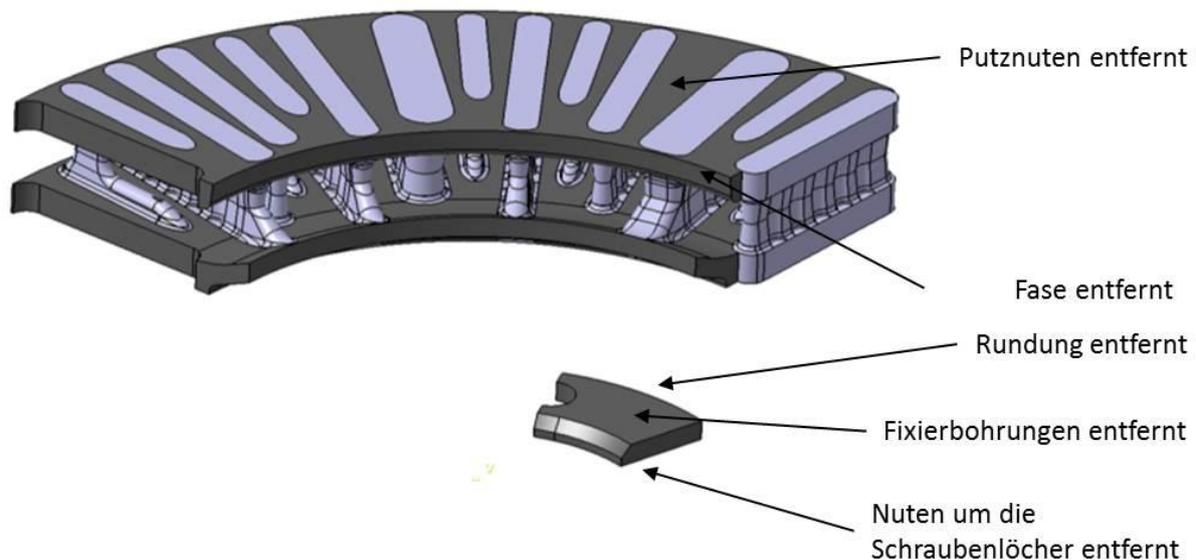


Abbildung 4.29: Defeaturing

4.2.2.3 Segment

Jede Bremsscheibe ist anhand der Scheibenteilung aufgebaut. Innerhalb dieses Segments wird zum Beispiel das Rippenmuster definiert. Um eine komplette Bremsscheibe zu erhalten, wird das Segment entsprechend der Teilung so oft aneinandergereiht, bis sich ein vollständiger Kreis ergibt. Aufgrund dieser Symmetrien ist es sinnvoll auch bei der Vernetzung nur dieses Segment zu betrachten, dazu musste bisher im Präprozessor das entsprechende Segment identifiziert und mithilfe aufwendiger Schnitte aus dem Gesamtmodell geschnitten werden. Da im CAD-Modell beziehungsweise im Werkzeug die Scheibenteilung hinterlegt ist, ist es möglich das gewünschte Segment entsprechend aus dem Modell herauszuschneiden. Zusätzlich wird dabei die Position des Schnittes so gewählt, dass er an einer geometrisch vorteilhaften Stelle liegt. (siehe Abbildung 4.30).

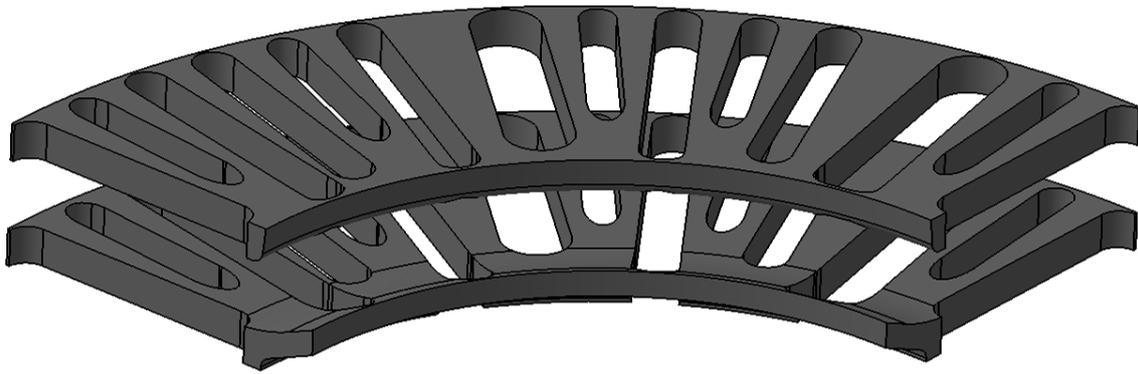


Abbildung 4.30: Segment der Reibringe

4.2.2.4 Flanschsegment

Da am Bremsscheibenflansch alle unsymmetrischen Geometrien (Fixierbohrungen) entfernt werden, kann das Netz anhand eines Segments erzeugt werden (siehe Abbildung 4.31). Auch diese Geometrieaufbereitung ist im Gegensatz zum Präprozessor im CAD-System relativ einfach durchzuführen.

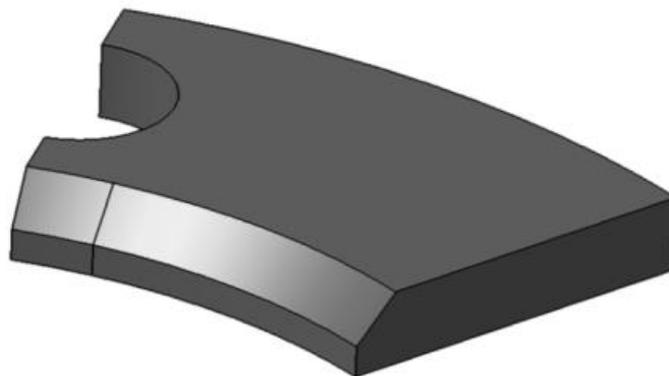


Abbildung 4.31: Flanschsegment

4.2.2.5 Medianschnitt am Topf

Der Hals zwischen den Reibringen und dem Flansch wird im Präprozessor aufgrund des einfachen geometrischen Aufbaus durch eine Rotationsfunktion mit Hexaedern vernetzt. Um diese Operation zu unterstützen, wird ein Medianschnitt durch den Hals des Topfes gelegt, der von der Anbindung zu den Reibringen bis zur Flanschfläche läuft (siehe Abbildung 4.32). Mithilfe dieser Fläche und der bereits angesprochenen Drehachse kann dieser Bereich ohne zusätzlichen Aufwand vernetzt werden. Dazu wird zuerst auf der Schnittfläche ein Flächennetz erzeugt, welches anschließend zu einem Volumennetz rotiert wird.

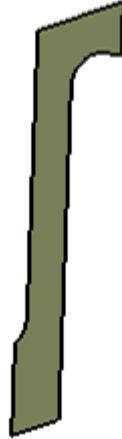


Abbildung 4.32: Medianschnitt am Topf

4.2.2.6 Rippen als eigene Körper

Zur einfacheren Handhabung und für mehr Übersicht im Präprozessor werden alle erforderlichen Rippen (entsprechend dem Segment) als eigenständige Körper in CATIA angelegt (siehe Abbildung 4.33). Dadurch erkennt der Präprozessor beim Einlesen die einzelnen Volumenkörper und weist jedem Einzelnen eine eigene Identifikation (Property ID oder PID) zu. Mithilfe der Identifikation können einem Objekt im Präprozessor schnell Eigenschaften zugewiesen werden oder sie können auch zum ein- und ausblenden der zugehörigen Geometrien und FE-Netze verwendet werden. Gleichzeitig werden die Rippen innerhalb der CAD-Umgebung entsprechend ihrer Nummer, dem Typ und der Variante der Ausnehmungen benannt, womit diese Benennung auch im Präprozessor zur Verfügung steht. Damit können einzelne Rippen und sich wiederholende Rippentypen schnell und einfach identifiziert werden.

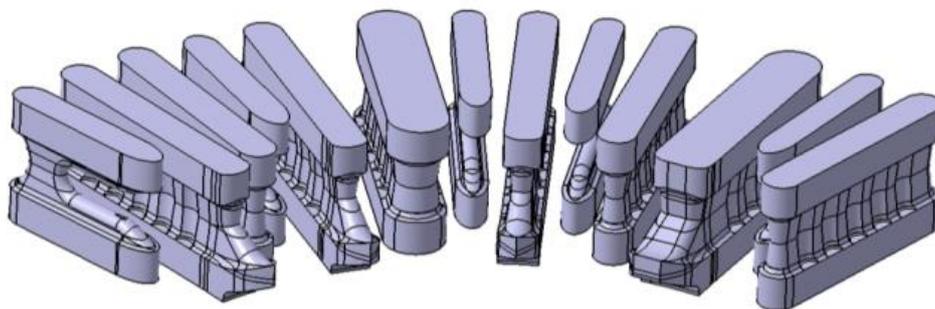


Abbildung 4.33: Rippen als eigene Körper

4.2.2.7 Projektion der Rippen auf den Reibring

Da der Vernetzungsprozess von den Rippen ausgeht und diese das Kernelement im Vernetzungsprozess darstellen, werden diese immer von Reibfläche zu Reibfläche vernetzt. Da die Rippen aber normalerweise nur zwischen den Reibringen, also im Kühlkanal existieren, mussten sie auf die Reibflächen projiziert werden (siehe Abbildung 4.34). Dazu wird die Schnittkante zwischen Rippenrundung und Kühlkanalflächen auf beiden Seiten nach

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

außen bis zu den Reibflächen extrudiert. Angebundene Rippen werden anschließend noch beschnitten, damit sie im Übergang nicht aus der Bremsscheibe herausragen. Wie bereits in Kapitel 4.1.2.6 angedeutet, wurde aufgrund der einfacheren Handhabung diese Methode bereits im Aufbau der Rippen berücksichtigt; das bedeutet, dass jede Rippe bereits in der CAD-Umgebung die Projektion auf die Reibflächen enthält. Im Präprozessor stehen die Rippen somit als Volumen von Reibfläche zu Reibfläche zur Verfügung, wodurch der Vernetzungsprozess unterstützt wird.

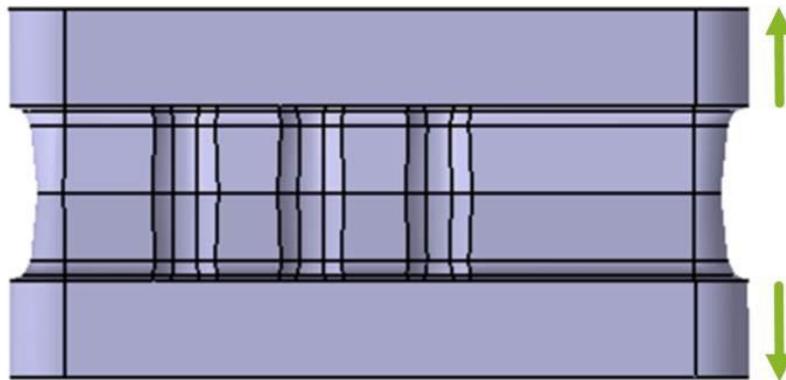


Abbildung 4.34: Projektion der Rippe auf die Reibflächen

4.2.2.8 Schnitte/Layer

Beim Vernetzen der Rippe werden an markanten Stellen Schnittebenen normal zur Drehachse gesetzt und anschließend von Fläche zu Fläche vernetzt. Dazu wird auf der Mittelebene, also jener Fläche welche in der Teilungsebene liegt, ein Flächennetz erzeugt und dann mit der Funktion „Map Mesh“ unter Zuhilfenahme der Seitenflächen als Begrenzung zu den nächsten Schnittflächen vernetzt. Die dafür notwendigen Flächen, auch Layer genannt, werden im Zuge des Exports mithilfe der integrierten Geometrieaufbereitungsmethoden bereits im CAD-Modell erzeugt (siehe Abbildung 4.35) und damit im Präprozessor der Vernetzung zur Verfügung gestellt.

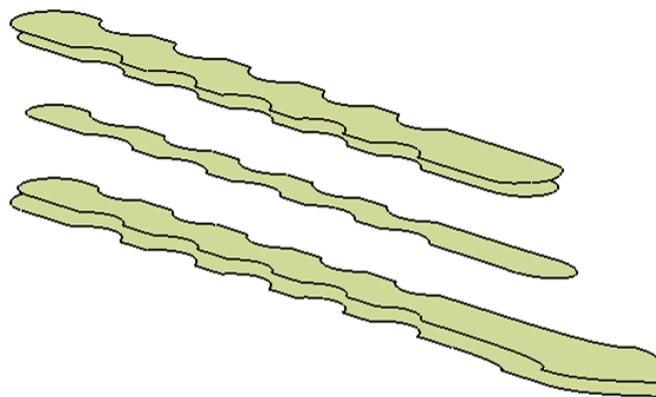


Abbildung 4.35: Schnitte/Layer

4.2.2.9 Verbinden der Layer mit der Rippe

Da nicht alle Schnittebenen zur Erstellung von Layer an Kanten der Rippenaußenflächen liegen, können diese im Präprozessor nicht zusammengefügt werden. Nur Flächen mit gemeinsamen Kanten können im Präprozessor miteinander verbunden werden. Dieses Problem kann dadurch behoben werden, dass die Rippenflächen an den Schnittebenen aufgetrennt werden und so die erforderliche Schnittkante entsteht, die mit der Außenkante der Schnittfläche identisch ist. Dies betrifft die Schnittebenen auf halber Länge der Rippenrundung (siehe Abbildung 4.36).

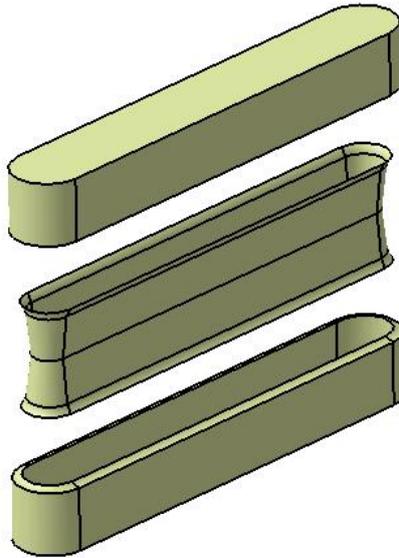


Abbildung 4.36: Aufgeteilte Rippenfläche

4.2.2.10 Vordiskretisierung der Ausnehmungen

Im bisherigen Vernetzungsprozess wurden die Ausnehmungen im Präprozessor so diskretisiert, dass sie einem halben Sechseck entsprachen. Dazu mussten auf jeder Kante die den Querschnitt der Ausnehmung definierte, zwei zusätzliche Knoten eingefügt werden und diese dann miteinander über die gesamte Höhe verbunden werden. Das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Werkzeug unterteilt die Flächen der Ausnehmungen für den Exportvorgang an den Stellen, wo später im Präprozessor Knoten liegen sollen, das heißt, es werden innerhalb der CAD-Umgebung bewusst Kanten definiert (siehe Abbildung 4.37). Dadurch erkennt der Präprozessor diese Eckpunkte als Knoten und es entsteht die gewünschte Sechseckform. Außerdem werden dadurch die beiden unerwünschten Kanten auf Zylinderflächen vermieden die CATIA aufgrund der Darstellungsmethode an beliebiger Stelle einführt, und die bisher manuell entfernt werden mussten. Da eine Ausnehmung immer für eine Vollrippe und eine Hilfsrippe verwendet wird, kann dieses Vorgehen allerdings immer nur auf der Seite der Vollrippe angewandt werden. Auf Seite der Hilfsrippe würden sonst ungünstige Unterteilungen der Flächen entstehen, die den Vernetzungsprozess nicht unterstützen würden. Das hängt damit zusammen, dass die Ausnehmungen zu den Vollrippen positioniert sind und sich daher zu den Hilfsrippen variable Abstände ergeben. Diese exakte Positionierung (Lage und Drehung) der vordiskretisierten Ausnehmungen ist notwendig um gleichmäßig unterteilte Flächen und damit im Präprozessor gleichmäßige

Elemente zu erhalten. Möglichst gleichmäßige Elemente sind ein wesentliches Merkmal der Qualität des FE-Netzes.

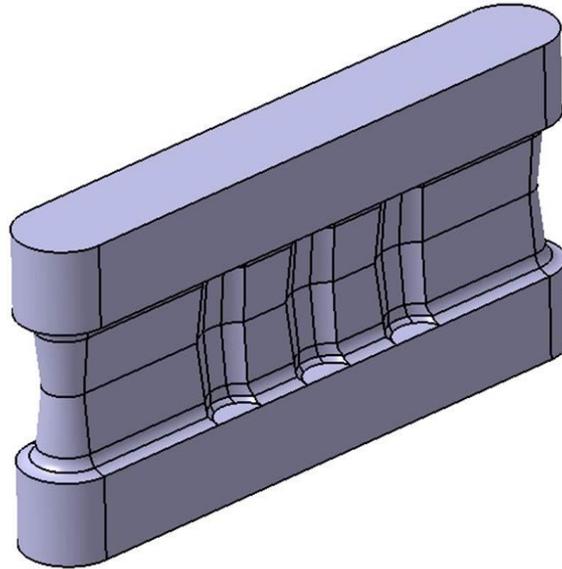


Abbildung 4.37: Vordiskretisierte Ausnehmungen

4.2.2.11 Rundung der Ausnehmung

Um dem Vorgehen des Vernetzungsprozesses zu entsprechen, muss die Rundung am Fuße der Ausnehmung angepasst werden. Dazu muss der Radius der Rundung derart verändert werden, dass das Rundungsende mit der halben Länge der Rippenrundung zusammenfällt (siehe Abbildung 4.38). Ansonsten müsste eine Reihe sehr kleiner Elemente zwischen diesen beiden sehr nahe aneinander liegenden Kanten eingefügt werden, wodurch die Qualität der Vernetzung extrem leiden würde.

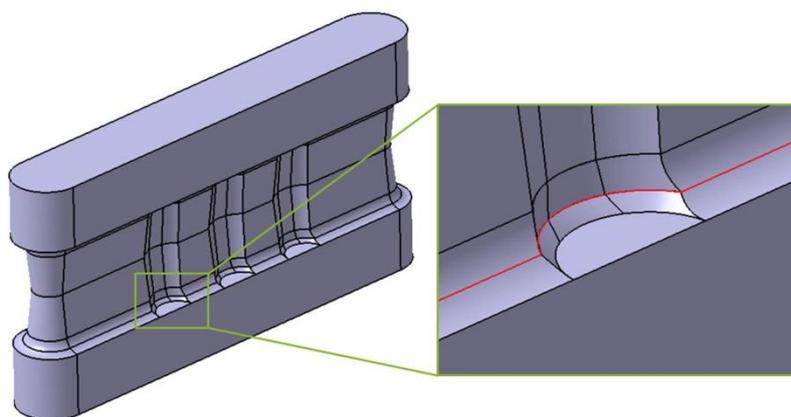


Abbildung 4.38: Rundung der Ausnehmung

4.2.2.12 Bohrungszonen

Aufgrund von Symmetrien und fertigungstechnischen Vorgaben enthält das Modell mehr Ausnehmungen als Bohrungen. Es ergibt sich dadurch eine beliebige Anordnung von

Bohrungen und „Nicht“-Bohrungen⁴. Um den Vernetzungsaufwand zu minimieren, werden daher Bohrungszonen und „Nicht“-Bohrungszonen im Modell erstellt (siehe Abbildung 4.39). Diese drehsymmetrischen Zonen entsprechen dabei dem Bereich zwischen den gegenüberliegenden Ausnehmungen zweier benachbarter Rippen. Je nachdem wie das Perforationsbohrungsmuster gewählt wurde, enthalten die einzelnen Zonen Bohrungen oder nicht. Dadurch können einzelne Zonen vernetzt und an anderen Stellen mit den gleichen Randbedingungen wieder verwendet werden.

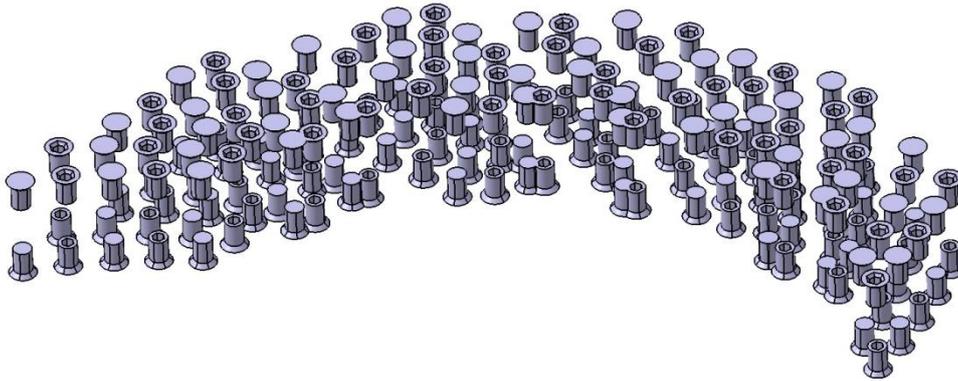


Abbildung 4.39: Bohrungszonen

4.3 Wissensbasierte Werkzeuge zur effizienten CAD-CAE Interaktion

Wie bereits in den vorherigen Kapiteln angedeutet, wurde die entwickelte Methodik zur effizienten CAD-CAE Interaktion in zwei Werkzeugen realisiert (siehe Abbildung 4.40). Dabei handelt es sich beim ersten Werkzeug um ein Konstruktionswerkzeug, das den Konstrukteur bei der Anpassung von Bremsscheiben und der Erstellung von Varianten unterstützt. Bei dem anderen Werkzeug handelt es sich um das Exportwerkzeug, mit dem die automatisierte Geometriaufbereitung der Bremsscheiben-Geometrien durchgeführt werden kann. Die einzelnen Funktionen der beiden Werkzeuge werden in den beiden folgenden Kapiteln detailliert beschrieben. Beide Werkzeuge wurden in eine gemeinsame Benutzeroberfläche integriert. Die Werkzeuge wurden unter Nutzung der Programmierschnittstelle von CATIA in der Programmiersprache VBA implementiert und entsprechend in die CAD-Umgebung eingebunden (bidirektionales Interface). Innerhalb der CAD-Umgebung werden dann noch Formeln, Funktionen und Regeln (wissensbasierte Konstruktion) verwendet, um die Parameter zu steuern und zu überwachen, wodurch die parametrische Geometrie gesteuert wird. Dabei wurden nicht nur die beiden Werkzeuge, sondern auch die einzelnen Funktionen in separaten Code-Modulen erstellt. Dadurch kann das Werkzeug jederzeit beliebig adaptiert beziehungsweise erweitert werden, ohne andere Funktionen zu beeinträchtigen. Das bedeutet, dass zum Beispiel einzelne Funktionen der Geometriaufbereitung aus dem Werkzeug entfernt werden können, ohne dabei die anderen zu beeinträchtigen. Beim Konstruktionswerkzeug gestaltet sich die Adaptierung des Werkzeugs etwas schwieriger aufgrund der komplexen Beziehungen der Funktionen zu dem Muster der Rippen. Das bedeutet, die Funktionen zur Einstellung der Scheibenteilung und des Rippenmusters bilden

⁴ Positionen an denen keine Bohrungen gesetzt wurden.

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

den Kern des Werkzeugs, auf dem die weiteren Funktionen aufbauen. Die Rippenform, die Bohrungen beziehungsweise Nuten und die Ausnehmungen können ohne großen Aufwand aus dem Werkzeug entfernt werden. Allerdings muss darauf geachtet werden, dass die betreffenden Methoden der Geometrieaufbereitung ebenfalls adaptiert werden. Da die Erweiterung des Werkzeugs um neue Rippentypen aufgrund der zentralen Rolle der Rippen nur mit großem Aufwand verbunden ist, wurden die bereits erwähnten variablen Rippen eingeführt, um auf mögliche zukünftige Anforderungen reagieren zu können. Außerdem ist es wie bereits in Kapitel 4.1.2 erwähnt möglich, die Geometrie der bestehenden Rippen unter Einhaltung der Anforderungen beinahe beliebig anzupassen.

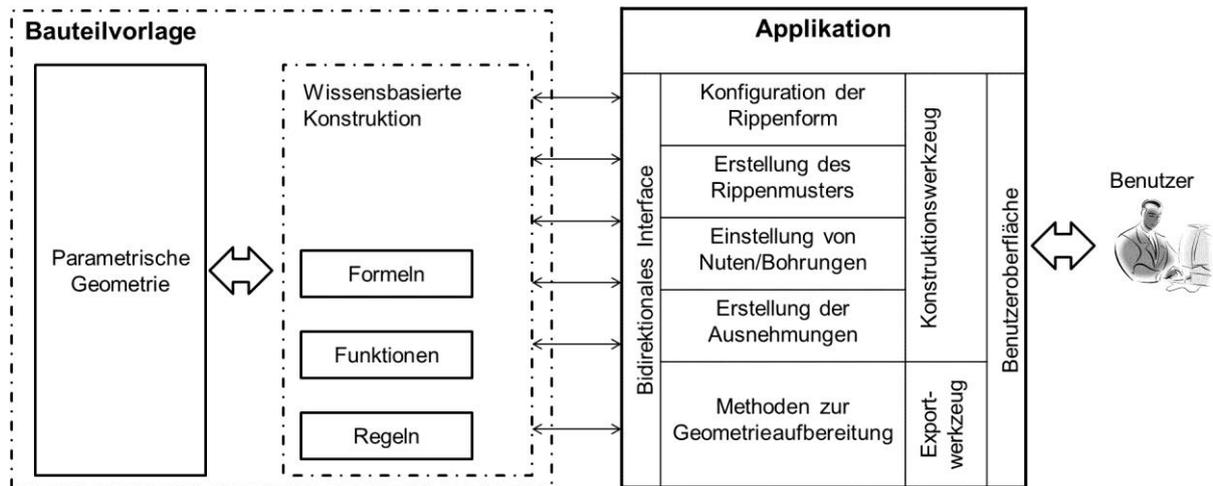


Abbildung 4.40: Strukturschaubild des wissensbasierten Werkzeugs zur effizienten CAD-CAE Interaktion

Der grundlegende Prozess bei der Anwendung des Werkzeugs stellt sich wie folgt dar (siehe Abbildung 4.41). Am Beginn der Konstruktion einer neuen Bremsscheibe wählt der Konstrukteur entsprechend dem Bremsscheibentyp die Bauteilvorlage aus. Danach wird die Bremsscheibe manuell und mithilfe des Konstruktionswerkzeuges so abgeändert, dass die gewünschten Bremsscheibenvarianten entstehen. Aus diesen Varianten wird dann mithilfe des Exportwerkzeugs durch die Methoden der Geometrieaufbereitung ein Exportmodell erstellt, welches anschließend im Präprozessor manuell mit Hexaedern vernetzt wird.

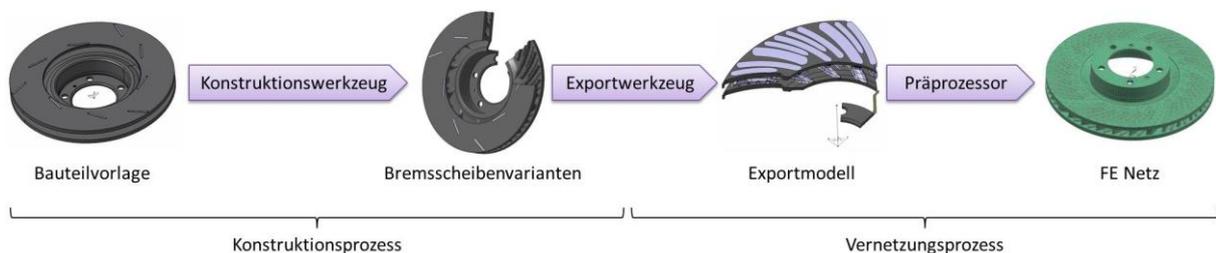


Abbildung 4.41: Entwicklungsprozess einer Bremsscheibe vom Beginn bis zum FE-Netz

Nach dem Starten des Werkzeugs aus CATIA heraus, erscheint am Bildschirm das Hauptfenster. Von diesem Startbildschirm aus sind alle Funktionalitäten des Werkzeugs erreichbar. Dabei ist auch hier der Ablauf der Entwicklung sichtbar, da zuerst die Konstruktionsfunktionen und am Schluss die Funktion zur Geometrieaufbereitung angeordnet sind. In der ersten Zeile des Fensters wird dabei der Bremsscheibentyp der

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

aktuellen Bremsscheibe angezeigt; diese Erkennung ist notwendig da es je nach Bremsscheibentyp leicht unterschiedliche Methoden zur Erstellung und Aufbereitung der Geometrie gibt. Als Nächstes ist die Funktion „Rippenparameter/Rippeneinstellungen“, mit der die Form und Gestalt der einzelnen Rippentypen eingestellt werden kann, angeordnet. Im Bereich „Reibflächengeometrie“ kann man die gewünschte Geometrie auswählen. Die letzte Funktion, der „CAE Export“, kann erst nach der erfolgreichen Erstellung der Bremsscheibengeometrie angewendet werden, da er die Geometrieaufbereitung startet.

4.3.1 Konstruktionswerkzeug

Über die einheitliche Benutzeroberfläche hat der Anwender die Möglichkeit auf die einzelnen Funktionen des Werkzeugs zuzugreifen, um die grundlegende Gestalt der Bremsscheiben-Geometrie zu ändern. Dabei handelt es sich um die Form der Rippen, das Rippenmuster sowie die Auswahl von Nuten oder Perforationsbohrungen.

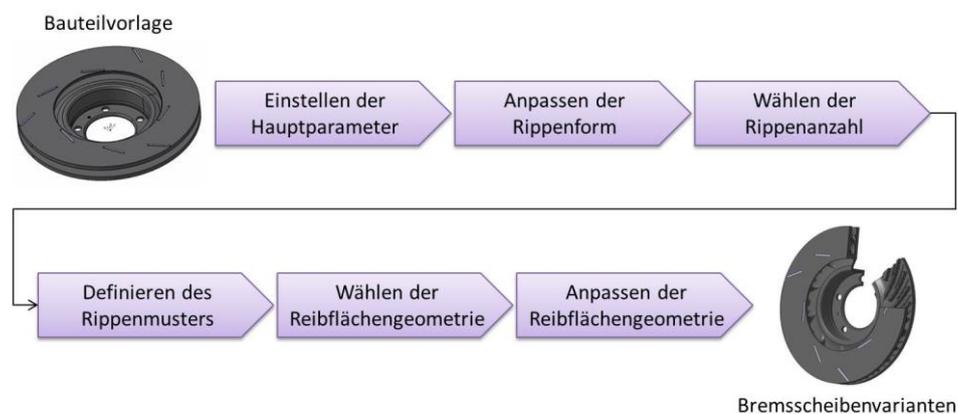


Abbildung 4.42: Prozess bei Anwendung des Konstruktionswerkzeugs

Nach dem Öffnen des Startmodells können die Hauptparameter (zum Beispiel Außendurchmesser, Innendurchmesser usw.) direkt im Modell geändert werden. Nach der Durchführung weiterer Anpassungen der Grundgeometrie und nach der Überprüfung des Modells auf Plausibilität und Fehler kann das Bremsscheibenwerkzeug gestartet werden.

Die Anpassung der Rippenform erfolgt über eine Eingabemaske, die die Parameter der Rippenform enthält. Dabei kann einerseits als grundlegende Form der Rippenmittellinie zwischen Radial- und Evolventenrippen gewählt werden, beziehungsweise die Form der Evolventenrippen über Abstand und Radius bestimmt werden. Ausgehend von der Mittellinie lässt sich über die Eingabemaske auch die Dicke der aufgedickten Vollrippen und der beiden variablen Rippentypen einstellen.

Die Erstellung des Rippenmusters erfolgt ebenfalls über eine eigene Benutzeroberfläche (siehe Abbildung 4.43). Dabei wird zuerst die gewünschte Rippenanzahl der gesamten Bremsscheibe eingegeben, um die Auswahlmöglichkeiten entsprechend freizuschalten. Danach kann über die Auswahlfenster an jeder Position der gewünschte Rippentyp ausgewählt werden. Um die Eingabe zu erleichtern, wird gleichzeitig in CATIA eine Vorschau des Rippenmusters erstellt, in dem die Rippen als Flächen an der gewählten Position angeordnet sind. Da im Werkzeug Konstruktionswissen hinterlegt ist, werden bestimmte

4. Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien

Eingabemöglichkeiten anhand dessen eingeschränkt. Das betrifft zum Beispiel die Hilfsrippen oder bei einer Stiftscheibe die angebondenen Rippen, da diese mit den Stifanbindungen übereinstimmen müssen. Nach der Definition des Rippenmusters muss noch eine Abstandsüberprüfung mithilfe der integrierten Messfunktion durchgeführt werden. Dabei werden immer die minimalen Abstände zweier benachbarter Rippen zueinander gemessen und mit einem Vorgabewert verglichen. Der Abstand wird als Ampelfunktion neben dem Rippentyp dargestellt (Grün: Abstand in Ordnung, Gelb: Abstand muss noch gemessen werden, Rot: Abstand zu gering). Nach erfolgreicher Prüfung kann das Rippenmuster übernommen und damit im Modell automatisiert erzeugt werden.

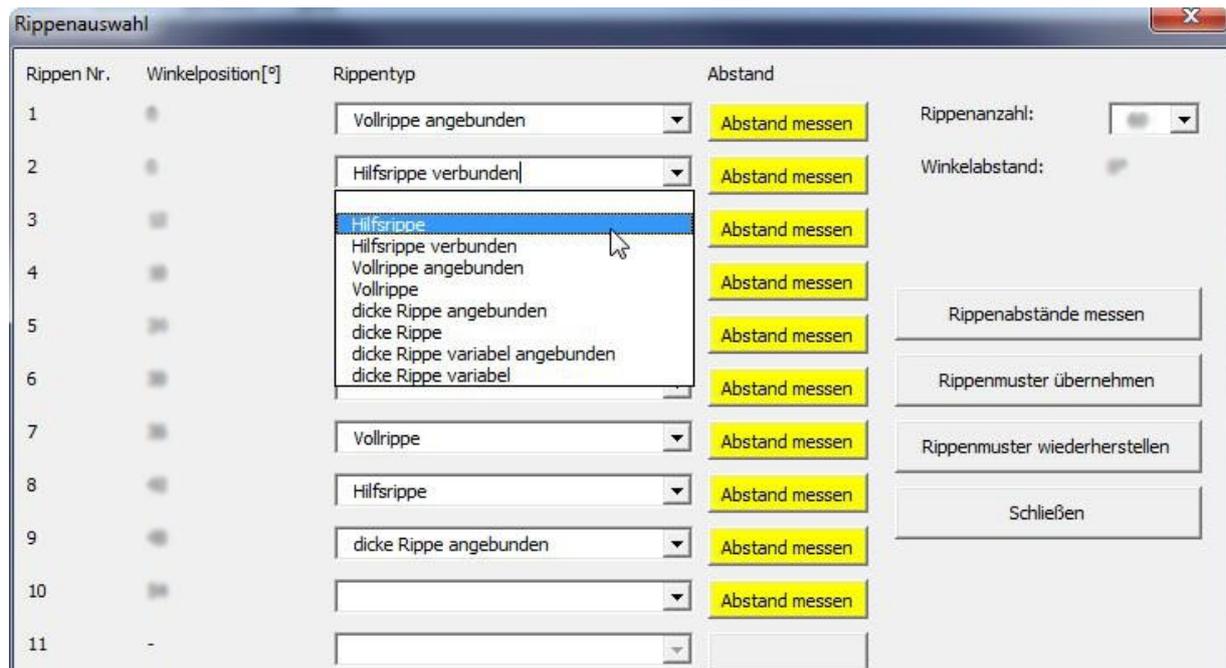


Abbildung 4.43: Rippenauswahl

Die Auswahl der gewünschten Reibflächengeometrie erfolgt wieder über das Startfenster des Bremsscheibenwerkzeugs. Dabei kann zwischen den beiden Möglichkeiten, Nuten und Perforationsbohrungen, ausgewählt werden. Die Änderung der Nuten beziehungsweise das Setzen der Perforationsbohrungen erfolgt wieder direkt im 3D-CAD Modell. Dabei werden wie beschrieben vom Werkzeug die möglichen Positionen entsprechend dem Rippenmuster als Hilfestellung vorgegeben. Zusätzlich wird noch ein Auswahlbereich markiert, in dem die Bohrungen ausgewählt werden können.

Damit wird es dem Konstrukteur ermöglicht, aus der Bauteilvorlage mithilfe des Konstruktionswerkzeugs, innerhalb kürzester Zeit ein neues Bremsscheibenmodell zu erstellen (siehe Abbildung 4.44). Dieses Modell dient nun als Grundlage für Berechnungen beziehungsweise kann durch weitere Detaillierung für den weiteren Prozess verwendet werden. Der größte Vorteil des Werkzeugs entsteht aber sicher durch die Anforderung der Entwicklung, mehrere verschiedene Varianten zu erstellen. Denn mithilfe des Werkzeugs und eines bereits eingestellten Modells können daraus innerhalb weniger Minuten neue Varianten erstellt werden, ohne dass der Konstrukteur manuelle Änderungen am Modell vornehmen muss.

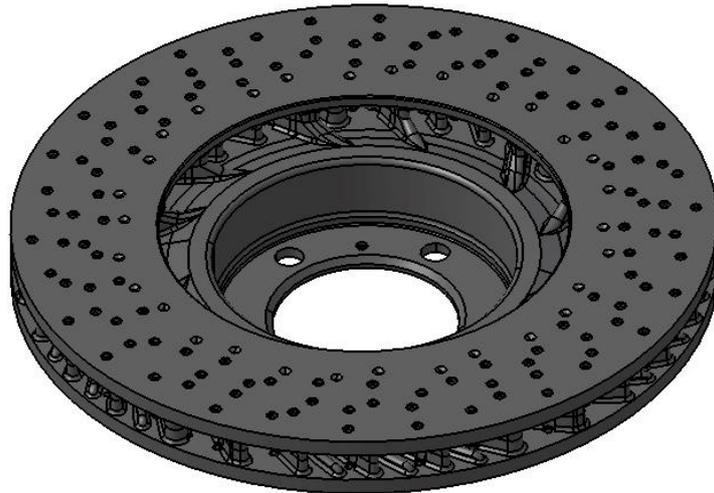


Abbildung 4.44: Ergebnis des Konstruktionswerkzeugs: Integralscheibe mit Perforationsbohrungen

4.3.2 Werkzeug zur Geometriaufbereitung

Wie bereits beschrieben, kann das Werkzeug zur Geometriaufbereitung ebenfalls über das Startmenü des Bremsscheibenwerkzeugs aufgerufen werden. Das Werkzeug durchläuft dann automatisch, ohne weitere Eingabe durch den Anwender, die in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Lösungsansätze. Je nach dem welche Art der Bremsscheibe (Integral- oder Stiftscheibe) beziehungsweise Reibflächengeometrie (Nuten oder Perforationsbohrungen) vorliegt, entscheidet das Werkzeug selbstständig, welche Aufbereitungsmethoden zum Einsatz kommen. Im Zuge des Exportvorganges entsteht im CAD-System als Ergebnis aus dem CAD-Modell das Exportmodell, welches zur Hexaeder-Vernetzung weitergeleitet wird (siehe Abbildung 4.45).

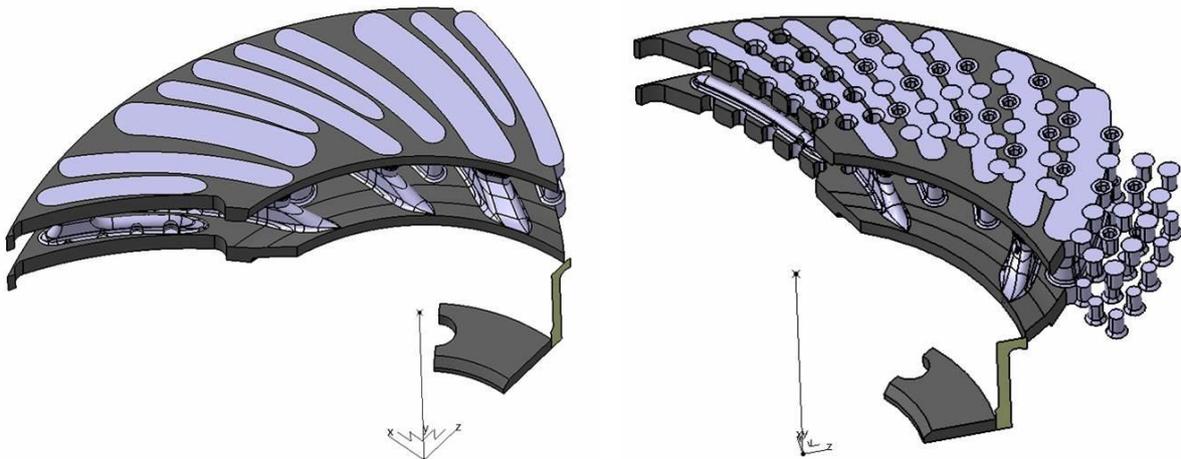


Abbildung 4.45: Exportmodell einer Integralscheibe ohne (links) und mit Perforationsbohrungen (rechts)

5 Zusammenfassung und Ausblick

Für jedes neu entwickelte Fahrzeug muss eine Vielzahl an Brems Scheibenvarianten betrachtet werden, um eine bestmögliche Lösung hinsichtlich Leistungsfähigkeit der Bremse und vor allem hinsichtlich des Komforts zu erhalten. Das bedeutet einen enormen konstruktiven Aufwand bei der Erstellung der notwendigen CAD-Modelle, sowie einen hohen Aufwand seitens der Simulation zur virtuellen Evaluierung. Bevor diese Brems Scheibenvarianten jedoch im Präprozessor manuell mit Hexaedern vernetzt werden können, muss eine aufwendige Aufbereitung der CAD-Daten durchgeführt werden. Ziel dieser Arbeit ist es daher eine Methodik sowie darauf basierend ein Werkzeug zu entwickeln, das den Entwicklungsprozess einer Brems Scheibe unterstützt. Dabei wurde gezielt auf die Herausforderung der Variantenerstellung sowie die Schnittstelle zwischen CAD und CAE eingegangen, um die geometrische Aufbereitung effektiver zu gestalten. Dabei sollen vor allem wenig kreative, repetitive Tätigkeiten von dem im Rahmen der Arbeit entwickelten Werkzeug übernommen werden, um die Konstrukteure und CAE-Berechner in deren Arbeit zu unterstützen.

Ausgehend von bestehenden CAD-Daten und FE-Netzen wurden daher unter Berücksichtigung der vorhandenen Erfahrungen Methoden und Werkzeuge entwickelt. Diese Methoden und Werkzeuge unterstützen den Konstruktionsprozess durch eine raschere Erstellung einer Brems Scheibe zu Beginn und bei der effizienten Erstellung bzw. Ableitung von Varianten. Es handelt sich dabei um zwei neu erstellte hoch parametrisierte assoziative 3D-CAD Modelle für verschiedene Brems Scheibentypen (Integral- und Stifts Scheibe), die als Bauteilvorlagen im Entwicklungsprozess dienen. In diesen Modellen sind alle Geometrien, die zur Erstellung der Brems Scheibe benötigt werden sowie erforderliches Konstruktionswissen hinterlegt. Darüber hinaus wurden neue variable Geometrien und Verknüpfungen erzeugt, um den zukünftigen Anforderungen des Konstruktionsprozesses, wie z.B. Standardisierung, gerecht zu werden. Das entwickelte wissensbasierte Konstruktionswerkzeug verwendet gezielt die Parameter und Geometrien des Modells, um schnell und stabil Änderungen vornehmen zu können.

Auf diesen, mithilfe der parametrisierten Bauteilvorlage und dem Konstruktionswerkzeug erstellten, Brems Scheiben-Geometrien aufbauend, wurde der Aufbereitungsaufwand im Präprozessor durch ein Exportwerkzeug in der CAD-Umgebung erheblich reduziert. Die Geometrieaufbereitung wird dabei anstatt im CAE-Präprozessor bereits innerhalb der CAD-Umgebung anhand der Anforderungen der Hexaeder-Vernetzung durchgeführt. Dadurch ergibt sich der Vorteil, dass im CAD-System nicht nur Geometrien, sondern auch Features, das heißt alle zu den geometrischen Elementen gehörenden Informationen, wie Muster und Wiederholungen, vorhanden sind. Das Brems Scheibenmodell wird daher im verwendeten CAD-System CATIA so aufbereitet, dass diese Informationen im Präprozessor nicht mehr notwendig sind, in dem Segmente erzeugt und Geometrien separiert werden. Zusätzlich werden noch einige Hilfsgeometrien und Maßnahmen zur Unterstützung des Vernetzungsprozesses in das Exportmodell integriert. Da die Geometrieaufbereitung aufgrund der Vorteile mit der parametrisierten Geometrie durchgeführt wird, kann das Werkzeug nur auf Modellen, die mit den Bauteilvorlagen und dem Werkzeug erstellt wurden, angewendet werden. Das bedeutet eine Geometrieaufbereitung von anderen Modellen oder

neutralen CAD-Daten ist mit den entwickelten Methoden und Werkzeugen in dieser Form nicht möglich.

Im Zuge der Masterarbeit ergaben sich viele weitere Ideen und Möglichkeiten, um das Bremsscheibenwerkzeug mit den zugehörigen Startmodellen weiter zu verbessern. Das betrifft zum Beispiel die Integration verschiedener Topfformen oder eine Teilautomatisierung der Perforationsbohrungsdefinition mit integrierten Kontrollmechanismen. Eine weitere entscheidende Optimierungsmöglichkeit ist der Umstieg in eine andere Entwicklungsumgebung wie z.B. VB.NET, da man bei VBA schnell an die Grenzen der Stabilität und des Fehlerhandlings stößt. Außerdem weist VBA aufgrund der 32-bit Orientierung große Leistungsmängel auf und kann die 64-bit Architektur moderner Rechner nicht optimal nutzen.

Erste Anwendungen in der Konstruktion haben bereits im Arbeitsalltag das große Potential des Bremsscheibenwerkzeugs bei der Erstellung verschiedener Varianten gezeigt. Eine genaue Abschätzung des Nutzens ist aufgrund des sehr unterschiedlichen Konstruktionsaufwandes hier nicht möglich. Bei der Geometrieaufbereitung hingegen entfällt beinahe der gesamte Geometrieaufbereitungsaufwand im Präprozessor und es kann sofort mit der Hexaeder-Vernetzung begonnen werden. Das in das Werkzeug integrierte Konstruktionswissen erlaubt es auch weniger erfahrenen Konstrukteuren sowie Berechnungsingenieuren auf einfachem und stabilem Weg Bremsscheiben-Varianten zu erstellen. Dadurch kann vor allem der Bereich der Simulation kurze Optimierungsschleifen durchführen. Diese erfolgen durch den Einsatz dieses Werkzeugs teilautomatisiert, können jedoch unter Nutzung moderner Entwicklungsumgebungen zur voll automatisierten CAD-CAE Optimierungen, z.B. durch eine Definition von Parameterräumen, erfolgen. Nach Rückmeldungen von Konstrukteuren und Berechnungsingenieuren lassen sich mithilfe der vorliegenden Methodik zur integrierten Erstellung und Aufbereitung von CAD-Bremsscheiben-Geometrien deutliche Einsparungen im Entwicklungsaufwand erzielen.

Literaturverzeichnis

- [1] K. Reif, Bremsen und Bremsregelsysteme, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010, ISBN: 978-3-8348-9714-5.
- [2] „Automobil Produktion,“ [Online]. Available: <http://www.automobil-produktion.de/>. [Zugriff am 28 Juli 2014].
- [3] B. Breuer und K. H. Bill, Bremsenhandbuch, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012, ISBN: 978-3-8348-2225-3.
- [4] Vereinigte Motor-Verlage GmbH & Co. KG, *motorischer Sonderdruck*, Nr. 23, 1996.
- [5] „Österreichische Homepage der Porsche AG,“ Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, [Online]. Available: www.porsche.at. [Zugriff am 01 August 2014].
- [6] M. Troulis, R. Gnadler und H.-J. Unrau, „Übertragungsverhalten von Radaufhängungen,“ *Automobiltechnische Zeitschrift*, Nr. 4, S. 336-348, 2004.
- [7] D. Wallner, *Dissertation: Experimental and numerical investigations on brake squeal: development of a smart friction force measuring sensor*, Graz: TU Graz, 2012.
- [8] S. Vajna, C. Weber, H. Bley und K. Zeman, CAx für Ingenieure: Eine praxisbezogene Einführung, Berlin-Heidelberg: Springer Verlag, 2009, ISBN: 978-3-540-36039-1.
- [9] M. Meywerk, CAE Methoden in der Fahrzeugtechnik, Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2007, ISBN: 978-3-540-49867-4.
- [10] A. Shamma, „FE Update: Translation Tools Make CAD Models FEA-Ready,“ machine design, 9 November 2008. [Online]. Available: <http://machinedesign.com/print/news/fe-update-translation-tools-make>. [Zugriff am 7 Jänner 2014].
- [11] S. Vajna, Integrated Design Engineering, Berlin: Springer Vieweg, 2014, ISBN:978-3-642-41104-5.
- [12] O. Hamri, J.-C. Léon und F. Giannini, Computer Aided Design and Computer Aided Engineering (CAD-CAE), Saarbrücken: VDM Verlag, 2010.
- [13] M. Hirz, *Skriptum CAx in Automotive and Engine Technology*, Graz: TU Graz, WS2012/2013.
- [14] M. Hirz, W. Dietrich, A. Gferrer und J. Lang, Integrated Computer-Aided Design in Automotive Development, Berlin: Springer, 2013, ISBN: 978-3-642-11940-8.
- [15] Verein Deutscher Ingenieure, *VDI 2209 3-D-Produktmodellierung - Technische und organisatorische Voraussetzungen - Verfahren, Werkzeuge und Anwendungen - Wirtschaftlicher Einsatz in der Praxis*, Berlin: Beuth Verlag, 2006.

- [16] E. Braß, Konstruieren mit CATIA V5: Methodik der parametrisch-assoziativen Flächenmodellierung, München: Carl Hanser Verlag, 2009, ISBN: 978-3446413788.
- [17] A. Wolfschluckner, *Skriptum CAD*, Graz: TU Graz, 2011.
- [18] F. Mantwill und G. Tecklenburg, Leitfaden CATIA Version 5, Landsberg: OLZOG Verlag, 2012, ISBN: 978-3789220708.
- [19] A. Harrich, Dissertation: CAD-based Methods to support automotive body design in concept development, Graz: TU Graz, 2013.
- [20] S. Stadler und M. Hirz, „An Application of Enhanced Knowledge-Based Design in Automotive Seat Development,“ *Computer-aided design and applications*, Bd. 11, Nr. 3, S. 335-345, 2013.
- [21] B. Klein, FEM: Grundlagen und Anwendungaen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fharzeugbau, Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012, ISBN: 978-3834816030.
- [22] Robert Bosch GmbH, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, Wiesbaden: Firedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2007, ISBN: 978-3834801388.
- [23] P. M. Kurowski, „A closer look at Model Meshing,“ machine design, 11 April 2004. [Online]. Available: <http://machinedesign.com/print/news/closer-look-model-meshing>. [Zugriff am 14 Jänner 2014].
- [24] Dassault Systems, „3D-CAD-Konstruktionssoftware CATIA,“ Dassault Systems, [Online]. Available: www.3ds.com/de/produkte-und-services/catia/. [Zugriff am 1 September 2014].
- [25] BETA CAE Systems S.A., „ANSA pre-processor,“ BETA CAE Systems S.A., [Online]. Available: www.beta-cae.gr/ansa.htm. [Zugriff am 01 09 2014].
- [26] W. R. Quadros und S. J. Owen, „Defeaturing CAD models using a geometry-based size field and facet-based reduction operators,“ *Engineering with computers*, Bd. 28, Nr. 3, S. 211-224, 2012.
- [27] K. Y. Lee, C. G. Armstrong, M. A. Price und J. H. Hamont, „A Small Feature Suppression/Unsuppression System for Preparing B-Rep Models for Analysis,“ *SPM '05 Proceedings of the 2005 ACM symposium on Solid and physical modeling* , S. 113-124, 2005.
- [28] G. Foucault, J.-C. Cuillère, V. Francois, J.-C. Léon und R. Maranzana, „Adaptation of CAD model topology for finite element analysis,“ *Computer-Aided Design*, Nr. 40, S. 176-196, 2008.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Gewichtsentwicklung in der Kompaktklasse [2].....	1
Abbildung 1.2: Massive Bremsscheibe (links) und innenbelüftete ATE Powerdisk (rechts) [3]	2
Abbildung 1.3: Vereinfachter virtueller Entwicklungsprozess von Bremsscheiben	2
Abbildung 2.1: Über Seile, Gestänge und Hebel betätigte Klotzbremse [4].....	5
Abbildung 2.2: Dunlop Festsattel-Scheibenbremse [3]	6
Abbildung 2.3: Aufbau einer Pkw-Hilfskraft-Bremsanlage [1]	7
Abbildung 2.4: Kräfte und Momente am Fahrzeug [3].....	8
Abbildung 2.5: Wirkkette des Bremssystems [3]	9
Abbildung 2.6: Zeitlicher Ablauf eines theoretischen Bremsvorgangs bis zum Stillstand [3]..	10
Abbildung 2.7: Aufbau eines hydraulischen Bremssystems (ohne ABS) [3].....	12
Abbildung 2.8: Funktionsgruppen einer Bremsanlage [3].....	12
Abbildung 2.9: C*-Kennwerte von Bremsen [3].....	14
Abbildung 2.10: Simulierte Spannungsverteilung [3].....	16
Abbildung 2.11: Gelochte innenbelüftete Bremsscheiben mit Festsattel [5]	16
Abbildung 2.12: FE-Analyse zur Reduzierung der Schirmung [3]	17
Abbildung 2.13: Einteilige Integralscheibe (links) und mehrteilige Stiftscheibe (rechts)	18
Abbildung 2.14: Hauptabmessungen der Bremsscheibe	18
Abbildung 2.15: C-SiC-Bremsscheibe [3].....	19
Abbildung 2.16: Bremskolben aus verschiedenen Werkstoffen [3].....	19
Abbildung 2.17: Verformung des Kolbenrings (Vierkantring) [3].....	20
Abbildung 2.18: Festsattel [3]	21
Abbildung 2.19: Schwimmrahmensattel [3].....	21
Abbildung 2.20: Faustsattel Bauart Teves FN [3].....	22
Abbildung 2.21: Gezogene Beläge (Pull-Push-Prinzip) [3].....	23
Abbildung 2.22: FNR-Varianten [3].....	23
Abbildung 2.23: Kombi-Faustsattel FNc [3].....	24
Abbildung 2.24: Schirmung einer Bremsscheibe [3]	26
Abbildung 2.25: Eigenformen von Radbremse und Bremsscheibe [3]	27
Abbildung 2.26: V-Prozess der Bremssystementwicklung [3]	30
Abbildung 2.27: FEM-Analyse der Materialbeanspruchung und Aufweitung einer Bremszange [3]	32
Abbildung 2.28: Schirmende Scheibe mit Temperaturfeld (°C) [3].....	32
Abbildung 2.29: Analyse von Bremsgeräuschen - Laser Holografie Messung (links) und Simulation (rechts) [3].....	33
Abbildung 2.30: Simulation von Kühlluft-Strömung durch eine Bremsscheibe [3]	33
Abbildung 2.31: Interaktionen der Gesamtsystem-Simulation [3].....	35
Abbildung 3.1: Verbindungen zwischen CAx-Systemen [9]	38
Abbildung 3.2: Fehlererkennung und Fehlerbehebung mit und ohne Einsatz von CAx [8]	38
Abbildung 3.3: Linien und Punkte [8]	40
Abbildung 3.4: Kegelschnitte [8]	40
Abbildung 3.5: Bezier-Kurve mit de Casteljau-Algorithmus zur Konstruktion eines Punktes $X(t_0)$ [8]	41
Abbildung 3.6: B-Spline-Kurve [8].....	43
Abbildung 3.7: Freiformfläche mit den Parametern u und v [8]	44

Abbildung 3.8: Erstellung eines Rohres durch verschiedene Methoden [8].....	45
Abbildung 3.9: Zugkörper durch Ziehen einer Querschnittsfläche entlang einer Leitkurve [8]	45
Abbildung 3.10: Erzeugen einer Profilfläche durch Extrudieren [8]	46
Abbildung 3.11: schrittweiser Modellaufbau durch Extrudieren, Materialaddition und Materialsubtraktion [8]	46
Abbildung 3.12: Repräsentationsformen [8].....	47
Abbildung 3.13: Kanten-, Flächen- und Volumenmodell [8]	47
Abbildung 3.14: Drahtmodell und dessen Mehrdeutigkeit [8]	48
Abbildung 3.15: Erzeugung eines Volumens durch Vereinigung [15].....	49
Abbildung 3.16: Darstellung eines Körpers durch drei verschiedene CSG-Bäume [8]	49
Abbildung 3.17: B-Rep-Modell [15].....	50
Abbildung 3.18: Datenstruktur eines Hybridmodells in modernen CAD-Systemen [8].....	50
Abbildung 3.19: Zerlegungsvarianten mit einem Zellenmodell [8]	51
Abbildung 3.20: Übersicht über die 3D-Modellierungsgrundlagen [15].....	51
Abbildung 3.21: Grundlegende Funktionsweise der Finite-Elemente-Methode [8]	56
Abbildung 3.22: Grundsätzliche Fehler bei FEM [8].....	56
Abbildung 3.23: Kräfte an einem Scheibenelement der Fläche $dx dy$ und der Dicke h [8].....	58
Abbildung 3.24: Volumenelemente [22]	59
Abbildung 3.25: Konvergenzuntersuchung von Volumenelementen am Biegebalken [21]	60
Abbildung 4.1: bisheriger Entwicklungsprozess	63
Abbildung 4.2: Entwicklungsprozess mit Hilfswerkzeugen	64
Abbildung 4.3: Integralscheibe (links) und Stiftscheibe (rechts)	65
Abbildung 4.4: Zusammenhänge der Integral-Bremsscheibe.....	67
Abbildung 4.5: Schnitt zweier Integralscheiben mit Blick auf Radialrippen (links) und Evolventenrippen (rechts).....	68
Abbildung 4.6: Vollrippen.....	69
Abbildung 4.7: Hilfsrippen.....	69
Abbildung 4.8: Variable Rippen	69
Abbildung 4.9: Perforationsbohrungen (links) und Nuten (rechts)	70
Abbildung 4.10: Strukturbaum der Integralscheibe	71
Abbildung 4.11: Parameter	72
Abbildung 4.12: Referenzebenen	73
Abbildung 4.13: Geometrisches Set „Stützgeometrie Scheibe“	73
Abbildung 4.14: Rohteilgeometrie der Reibringe.....	74
Abbildung 4.15: Geometrisches Set „Stützgeometrie Topf“	74
Abbildung 4.16: Topf	74
Abbildung 4.17: Topf und Reibring durch Übergangsradius (gelb) verbunden	75
Abbildung 4.18: Geometrisches Set „Stützflächen_Rippen“	76
Abbildung 4.19: Geometrie der angebundenen Vollrippe.....	77
Abbildung 4.20: Geometrisches Set der Perforationsbohrungen	78
Abbildung 4.21: Geometrisches Set „Ausnehmungen“	79
Abbildung 4.22: Geometrisches Set „Bohrungszonen“	80
Abbildung 4.23: Geometrisches Set „Nuten“	80
Abbildung 4.24: Hauptkörper	81
Abbildung 4.25: Bremsscheibengeometrie im Startteil.....	82
Abbildung 4.26: Geometrisches Set „CAE Features“	82

Abbildung 4.27: Beispiel einer Integralscheibe (links) und des zugehörigen Exportmodells (rechts)	85
Abbildung 4.28: Drehachse im Exportmodell	85
Abbildung 4.29: Defeaturing	86
Abbildung 4.30: Segment der Reibringe	87
Abbildung 4.31: Flanschsegment	87
Abbildung 4.32: Medianschnitt am Topf.....	88
Abbildung 4.33: Rippen als eigene Körper.....	88
Abbildung 4.34: Projektion der Rippe auf die Reibflächen	89
Abbildung 4.35: Schnitte/Layer	89
Abbildung 4.36: Aufgeteilte Rippenfläche	90
Abbildung 4.37: Vordiskretisierte Ausnehmungen	91
Abbildung 4.38: Rundung der Ausnehmung	91
Abbildung 4.39: Bohrungszonen.....	92
Abbildung 4.40: Strukturschaubild des wissensbasierten Werkzeugs zur effizienten CAD-CAE Interaktion	93
Abbildung 4.41: Entwicklungsprozess einer Bremsscheibe vom Beginn bis zum FE-Netz....	93
Abbildung 4.42: Prozess bei Anwendung des Konstruktionswerkzeugs	94
Abbildung 4.43: Rippenauswahl	95
Abbildung 4.44: Ergebnis des Konstruktionswerkzeugs: Integralscheibe mit Perforationsbohrungen.....	96
Abbildung 4.45: Exportmodell einer Integralscheibe ohne (links) und mit Perforationsbohrungen (rechts)	96

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Vergleich der Bremssystementwicklung 1990 und 2003 [3]	29
Tabelle 2.2: Integrationsschrittweiten für verschiedene Anwendungsgebiete [3].....	35
Tabelle 3.1: Ausgewählte CAx-Methoden.....	37