

# EINIGE PROBLEME DER MODELLGESTALTUNG IN DER KONSTRUKTEURARBEIT

Von

J. MAGYAR

Lehrstuhl für Maschinenelemente, Fakultät für Maschinenbau, Technische  
Universität Budapest

P. MICHELBERGER

Lehrstuhl für Mechanik, Fakultät für Verkehrswesen, Technische Universität, Budapest  
(Eingegangen am 5. Dezember 1974)

Die Tätigkeit des Konstrukteurs bei der Konstruktions-Entwurfsarbeit stellt einen zusammengesetzten Prozeß dar, für den eine Kette der Berechnungsmodelle erforderlich ist. Es ist nicht möglich und im Grunde genommen auch unnötig, die mannigfaltige Wahrheit in allen Wechselwirkungen zu beschreiben, doch versucht man, möglichst allgemein gültige, exakte, wahrheitsgetreue Modelle zustandezubringen. Sogar zur Zeit des Computers soll Einfachheit erzielt werden, damit die Berechnungen übersichtlich, sachlich und womöglich schnell seien. Die Güte der Maschine, d. h. ihre Konkurrenzfähigkeit auf dem Markt, liegt in erster Linie an der Arbeit der Konstrukteurs bzw. an den Modellen, die bei den Berechnungsverfahren herangezogen werden.

Im Interesse der einheitlichen Verständigung soll der Begriffskreis der Dimensionierungsprozesse betrachtet werden.

Die Aufgabe der funktionalen Dimensionierung besteht in der Wahl der Ausbildung einer Maschine mit bestimmtem Betriebsprinzip und Aufbau sowie deren Betriebsdaten, um den als Ziel gesetzten Prozeß zu verwirklichen, wobei auch die Funktion gesichert werden soll (z. B. die Dimensionierung der Tür irgendeines Verkehrsmittels vom Gesichtspunkt des Fahrgastverkehrs aus).

Die Aufgabe der Bemessung auf Versagen ist der Nachweis der Belastungsfähigkeit der Konstruktionselemente und Verbindungen sowie deren Sicherheit gegen Versagen. In der Maschinenbaupraxis sind die Festigkeits- und die dynamische Dimensionierung von besonderer Bedeutung. Es sind alle möglichen Arten des Versagens, die durch Versagen gefährdeten Stellen zu erschließen und nicht zu allerletzt sind der noch annehmbare Grad der Beschädigung des Werkstoffes bzw. der Konstruktion, d. h. das Kriterium des Versagens zu bestimmen (z. B. die Größe der plastischen Verformung und des Verschleißes, der zulässige Lärmpegel, Schwingungskennwerte).

Abb. 1 zeigt das Blockschema der Verbindungen eines gewissen Maschinensystems (z. B. Kraftmaschine — Antriebskette — Arbeitsmaschine). Sämtliche Maschinen des Maschinensystems — also seine Teilsysteme — können als in Wechselwirkung stehende Konstruktions-Teilsysteme betrachtet werden,

wo die Bauelemente und Konstruktionsverbindungen die Kraft-, Energie- sowie Bewegungsübertragungen gewährleisten (Abb. 2).

Nach den äußeren Wirkungen auf das Maschinensystem (Verbindung mit der nächster Umgebung sowie die Betriebswirkungen je einer Maschine bzw. eines Maschinenteiles) können für jede Konstruktionseinheit (Maschine, Bestandteilgruppe) ein Eingang und ein Ausgang ausgelegt werden. Durch die Eingangsbelastungen der Maschine wirken Beanspruchungsbelastungen (d. h. mechanische oder termische usw. Beanspruchungen aus verschiedenen Belastungsarten) auf die Konstruktionselemente, infolge deren Beanspruchungs-

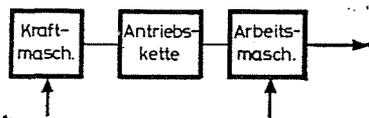


Abb. 1

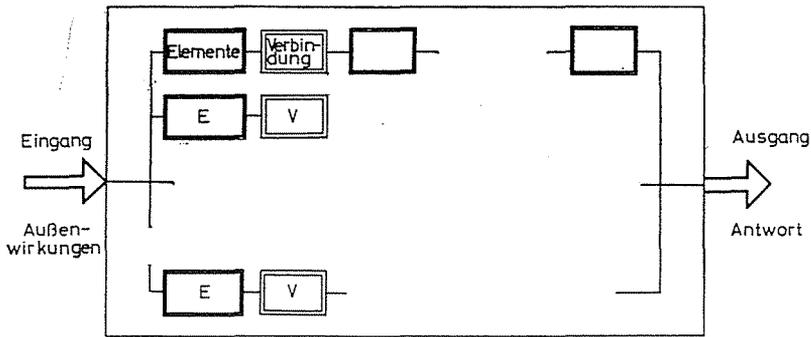


Abb. 2

zustände entstehen. Der Beanspruchungszustand führt — erfahrungsgemäß — bis zu einer gewissen Grenze zu keiner Beschädigung des Maschinenteils oder der Maschinenteilverbindung. Es besteht aber ein Grenzzustand, wo die erfolgte Beschädigung, d. h. das Versagen der Maschine den weiteren Betrieb verhindert.

Ist der Beanspruchungszustand höher als der Versagensgrenzzustand, so versagt die Maschine, im entgegengesetzten Fall nicht (Abb. 3). Da die Wirkungen, die das System und seine Elemente treffen, sowie die Tragfähigkeit der Konstruktionsteile und der Verbindungen teils deterministischen, teils stochastischen Charakters sind, kann nur aufgrund statistischer Daten auf die Gefährlichkeit des entstandenen Beanspruchungszustands geschlossen werden. Es ist zu beachten, daß sogar bei einem einzigen Bauteil unterschiedliche

Arten des Versagens und vom Gesichtspunkt des Versagens mehrere gefährliche Stellen bestehen. In jedem Fall sollen der für das Versagen maßgebende Beanspruchungszustand sowie der Grenzzustand beim Versagen einzeln geprüft werden (z. B. bei Schraubenverbindungen: Brüche der Schraubenschäfte an verschiedenen kritischen Stellen, Einfressung der Gewindeflächen, plastische Verformung unter dem Kopf usw.).

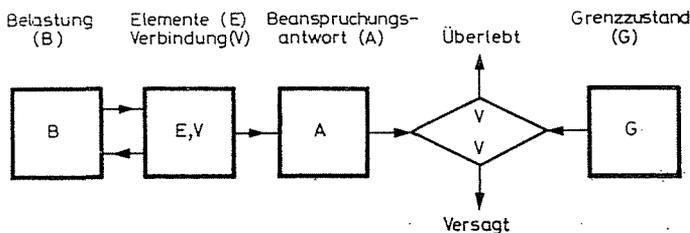


Abb. 3

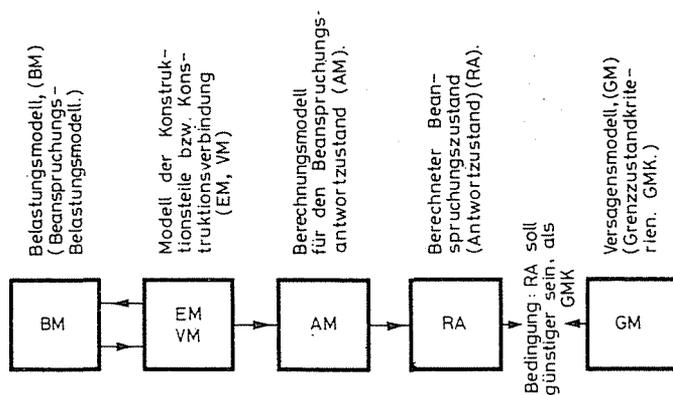


Abb. 4

Der Konstrukteur hat die Aufgabe, die in der Maschine zu erwartenden Erscheinungen, die entstandenen Prozesse zu bestimmen. Er hat eine Maschine zu konstruieren, die für den Betrieb geeignet ist und infolge der Inbetriebsetzung keine betriebsverhindernde Beschädigung erleidet, wo also kein gänzlich Versagen eintritt. Bemessungsberechnungen sollen bestätigen, daß genügende Sicherheit gegen Versagen besteht. Für die Berechnungen werden Dimensionierungsmodelle benötigt (Abb. 4).

Das Belastungsmodell enthält das, was sich auf die Komponenten der Beanspruchungsbelastung, auf deren Verhältnis, auf Zeitverlauf, die Frequenz der gegebene Belastungsstufen bezieht. Es gibt auch die Art der Belastung an, die im allgemeinen Kraft-, Energie- bzw. kinematischen Charakter haben kann.

Die Modelle des Konstruktionselementes und der Konstruktionsverbindung sind aufgrund der geometrischen Abmessungen, der Werkstoffgesetze, der elastischen und dämpfenden Kennwerte, der Massenverteilung, der Wärmeleitfähigkeit usw. zu bestimmen. In Kenntnis des Konstruktionsmodells und des Belastungsmodells kann die Beanspruchung des Teils bzw. der Verbindung berechnet werden.

Nach dem Modell für den Beanspruchungsantwortzustand wird der Antwortzustand, der als Folge der Einwirkung der Beanspruchungsbelastungen zustandekommt, berechnet. Das sind z. B. Spannungen, Verformungen, Bewegungen, Verschiebungen, Schwingungen, Temperaturfeld, usw.

Die Grenzzustandskriterien für das Versagensmodell ergeben, bei welchem Beanspruchungszustand das Versagen — den Voraussetzungen nach — erfolgt. Der Abnutzungswiderstand vermindert sich mit der Zeit, weil durch die vollzogenen Prozesse die Werkstoffe beschädigt werden. Dieser Umstand wird bei der Dimensionierung auf Betriebsfestigkeit in Betracht gezogen.

Die Dimensionierung auf Sicherheit ist als Belastungs- oder als Spannungsverhältnis zu betrachten, wobei das Verhältnis des zu dem Versagen gehörenden Wertes und des entstehenden Wertes zu berechnen ist. Statistischen Betrachtungen gemäß wird dieser Begriff durch die Überlebenswahrscheinlichkeit ausgedrückt.

Das obere und untere Blockschema in Abb. 5 veranschaulicht gleichzeitig die analogische Zugehörigkeit des sich in der Konstruktion vollziehenden Prozesses und der Schritte beim Bemessungsverfahren im Fall eines einzigen Konstruktionsteils und einer einzigen Konstruktionsverbindung. Durch die Bemessung der Elemente des oberen Blockschemas kann kontrolliert werden, wie treu die analogen Elemente der Bemessungsmodelle den tatsächlichen Verhältnissen folgen.

Die Sicherheit des Bemessungsverfahrens wird dadurch gekennzeichnet, in welchem Maße die rechnerisch bestimmte Erwartung durch die praktischen Erfahrungen bestätigt ist. Die grundlegenden Quellen der Abweichung der Erwartung von der Erfahrung sind wie folgt:

— Die Abweichung der äußeren Wirkung, der Belastung bzw. des Belastungsmodells für die Beanspruchung sowie die Abweichung des Konstruktionsmodells, das den mechanischen Betrieb des Konstruktionsschemas veranschaulicht, von den tatsächlichen Verhältnissen.

— Die Abweichung des in den Konstruktionsteilen bzw. Verbindungen entstandenen Beanspruchungszustandes von dem berechneten, also die Annäherung des Bemessungsmodells an den Beanspruchungsantwortzustand.

— Die Abweichung des Modells für Versagen von dem effektiven Versagensprozeß, die Abweichung der Grenzzustandskriteriums des Modells für Versagen von der effektiven Versagensgrenze.

Um diese Abweichungen zu kontrollieren und abzuschätzen, muß man in jeder Etappe der Konstruktionsarbeit Versuche einführen.

Im Interesse des sicheren Konstruierens werden im Laufe der Berechnungen die Unsicherheiten bei der Annäherung der Modelle durch eine gewisse Überdimensionierung beachtet. Auch im Maschinenbau ist das wirtschaftliche Risiko zu berücksichtigen, also hat die Sicherheit als Überlebenwahrscheinlich-

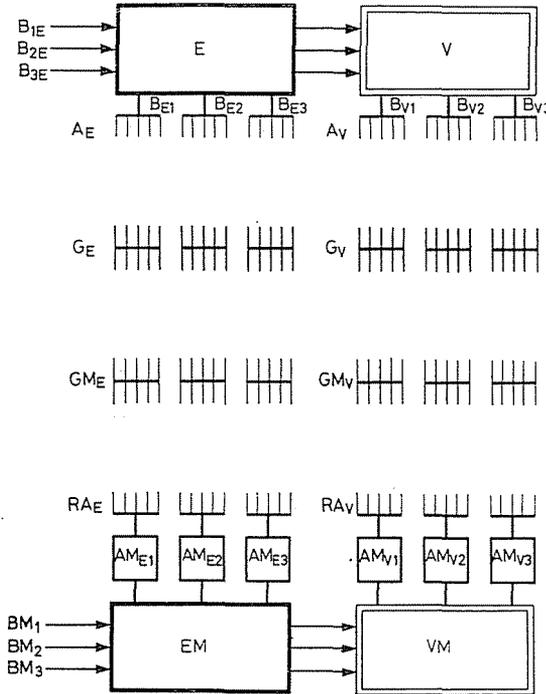


Abb. 5

keit ihr Optimum. Das Risiko für Versagen hat nicht bloß seine materiellen Seiten. Die Wirkung auf die Umgebung (Lärm, Schwingungen) ist auch von solcher Natur, wobei der Konstrukteur das Wohl und Interesse der Gesellschaft, die komplexe, von der Gesellschaftsordnung, dem technischen Niveau der wirtschaftlichen Struktur stark abhängende Wirtschaftlichkeit und das Humanum vor Augen zu halten hat.

Um etliche Probleme der Konstruktions- und Berechnungsmodelle zu veranschaulichen, ist es zweckmäßig, einige Beispiele vorzuführen.

*Beispiel 1* (Modellierung der Belastung) [1, 2, 3, 4, 5]

Die Probleme der Modellierung der mechanischen Belastung werden durch Analyse der Belastung eines Fahrzeugs (z. B. eines Busses) dargelegt.

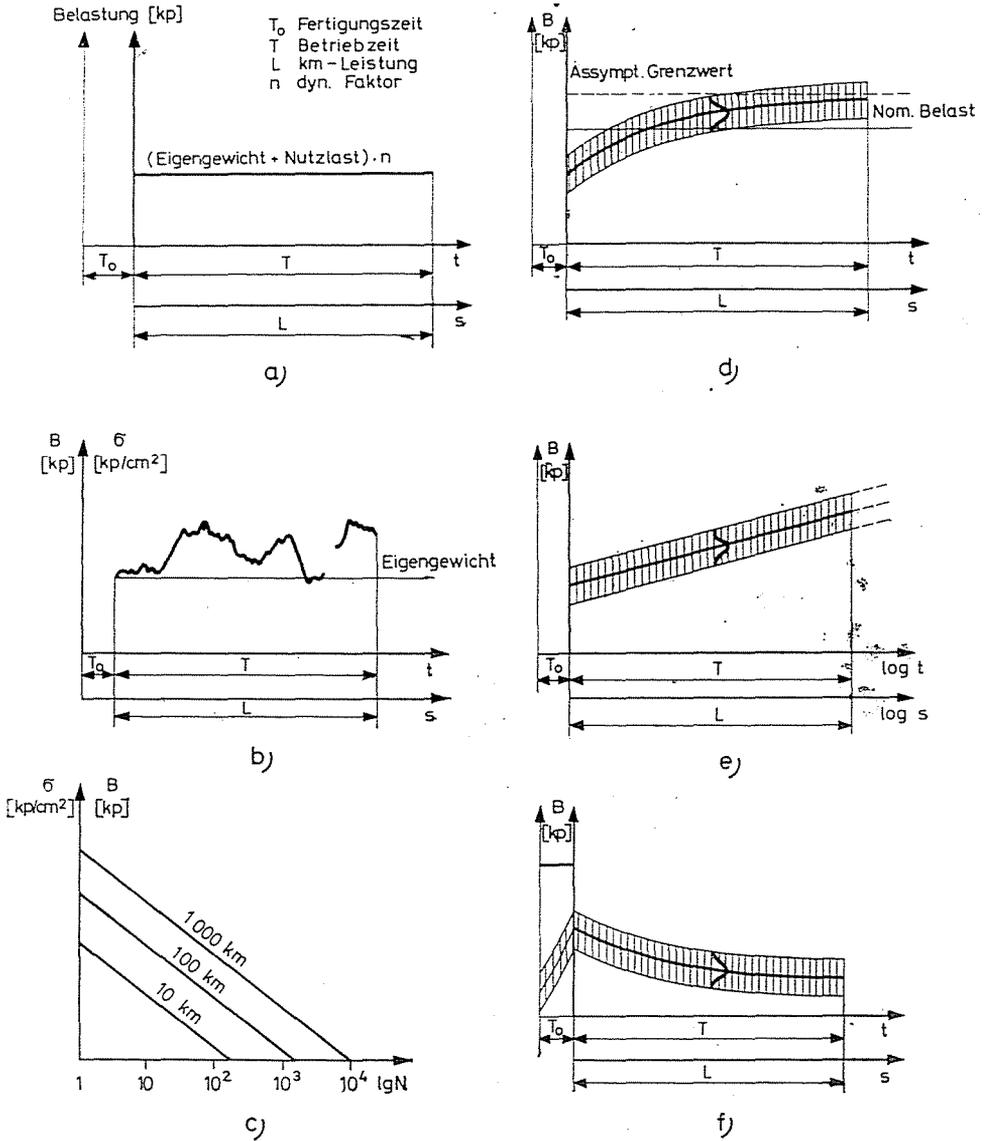


Abb. 6

Nach dem herkömmlichen Bemessungsverfahren wird die äußere Belastung aus dem Eigengewicht des Omnibusses und aus der Fahrgastbelastung berechnet. Dieses Verfahren versucht, den veränderlichen Betriebszustand und die sich durch die Unebenheiten der Straße ergebenden zusätzlichen Belastungen mit Hilfe eines einzigen, willkürlich gewählten dynamischen Faktors zu berücksichtigen (Abb. 6a).

Demgegenüber ergibt sich in Wirklichkeit ein recht kompliziertes Bild hinsichtlich der äußeren Belastung, wenn die Spannungen — die in erster Annäherung als der äußeren Belastung proportional zu berücksichtigen sind — in einem oder mehreren Punkten des Busses registriert werden (Abb. 6b).

Die sich unregelmäßig ändernden Spannungswerte (Belastungen) können mit statischen Methoden ausgewertet werden.

Die sich scheinbar ganz unregelmäßig ändernden Spannungswerte zeigen eine statistische Ordnung, und daher können wertvolle Information von der Untersuchung einer einige 100 km, möglichenfalls einige 1000 km langen Strecke hinsichtlich der ganzen Lebensdauer gewonnen werden (Abb. 6c). In der Abbildung ist die Zahl der Vorkommen der einzelnen Spannungsniveaus (N) in den unterschiedlichen Beobachtungsgebieten angegeben (das reale Diagramm ist abgestuft). Es ist im Diagramm überraschend, daß mit zunehmender Kilometerleistung auch der Wert der Spannungen (Belastungen) zunimmt.

Dieser Umstand lenkte die Aufmerksamkeit der Forscher auf die Verteilungsprobleme der Extremwerte der Belastungen. Es wurde statt der Statistik der vollen Belastungen die zu einer gegebenen Straßenstrecke (z. B. 1 km) gehörende Höchstbelastung untersucht, aber, womöglich, auf die Gesamtlebensdauer des Busses bezogen. Mit Hilfe einer ausführlicheren mathematischen Analyse kann nachgewiesen werden, daß der Extremwert der Nutzlast als Funktion der Betriebsdauer durch eine von oben beschränkte extreme Belastungsverteilung zu kennzeichnen ist (Abb. 6d).

Es muß aber auch zur Kenntnis genommen werden, daß sich der Omnibus auf einem unebenen Boden bewegt, daher treten die bisher für statisch (genauer für quasistatisch) betrachteten Belastungen in der Praxis in dynamischer Form auf. Darüber hinaus wird die statische Belastung, wegen der asymmetrischen Auflage der Räder, auch durch eine zusätzliche kinematische Belastung (Torsion) ergänzt. Sowohl die dynamischen als auch die kinematischen Belastungen sind von recht komplizierter Natur, weil ihre Größe nicht nur von den Bodenunebenheiten, sondern auch von der Geschwindigkeit, der Federung des Busses und nicht zuletzt von der Starrheit und der Massenverteilung des Gerüstwerks abhängig ist. Nach neueren Messungen können die von dem Erregungseffekt stammenden Spitzenbelastungen mit einer statistisch unbegrenzten extremen Belastungsverteilung exponentieller Natur beschrieben werden (Abb. 6e).

Aus der detaillierten statistischen Analyse konnte also ein Bild über die Verteilung der Spitzenbelastungen während der gesamten Betriebsdauer des Busses erhalten werden. Aus der Belastung kann aber nicht ohne weiteres auf die Beanspruchung geschlossen werden, weil auch das Nullniveau bei den Spannungsmessungen willkürlich angenommen wurde. Während der Herstellung entstehen innere Spannungen (Montagespannungen, Schweißspannungen)

in den Elementen des Gerüstwerks. Ein Teil der aus der Herstellung stammenden Belastungen läßt sich durch die Analyse des technologischen Prozesses auf Grund einer deterministischen Berechnung verfolgen, der andere Teil ist aber nur als zufällige Belastung zu betrachten, die lediglich mit Hilfe statistischer Methoden behandelt werden kann. Die so entstehenden kinematischen Belastungen werden sich während des Betriebs des Omnibusses infolge der lokalen Einflüsse sukzessiv vermindern, aber sie verschwinden nicht vollkommen. Die aus dem technologischen Prozeß entstehenden Belastungen sind in Abb. 6f angegeben (die für die Strecke  $T_0$  eingezeichnete Linie ist willkürlich, diese Linie ist von Fall zu Fall durch eine Analyse des technologischen Prozesses zu ermitteln).

Die Frage der Belastung ist also ziemlich kompliziert, quantitativ ungeklärt und qualitativ höchstens in groben Zügen geklärt. Jedenfalls können die mit Messungen und Berechnungen aufzuklärenden Probleme gegenwärtig bereits formuliert werden, und es ist an der Zeit, den in der Flugzeugindustrie bzw. im Schiffbau angewendeten Bauvorschriften ähnliche Vorschriften auszuarbeiten.

#### *Beispiel 2* (Modellierung von Teilsystemen anstatt komplizierter Ein-systeme) [6, 7]

Bei komplizierten Maschinensystemen werden häufig durch verschiedene Betriebe hergestellte Einzelteile zusammengesetzt. Die Firma, die das Endprodukt erzeugt, ist in diesem Fall auch für das ganze System verantwortlich, so ist außer der Untersuchung der einzelnen Baugruppen auch die Untersuchung des ganzen Systems unerlässlich.

Ein typisches Beispiel solcher Aufgaben ist die Kooperation der die Fahrgestelle und die Aufbauten herstellenden Firmen.

Gewiß sind sowohl das Fahrgestell wie auch der Aufbau, vielleicht sogar das Fahrerhaus am Tragen der Lasten des Fahrzeugs beteiligt. Die gemeinsame Festigkeitsbemessung des aus 3, eventuell aus mehreren Baugruppen aufgebauten Fahrzeugs ist ziemlich arbeitsaufwendig, deshalb hat man sich bis zur letzten Zeit mit der Festigkeitsbemessung des Fahrgestells anstatt der des ganzen Systems begnügt. Es wurde dem Aufbau und dem Fahrerhaus nur eine raumabschließende Rolle zugedacht und angenommen, daß sie das Fahrgestell entlasten. Leider ist diese Hypothese nicht immer zutreffend und in der Praxis ist es wiederholt vorgekommen, daß das sonst geeignete Fahrgestell, z. B. mit geschlossenen Aufbauten zusammengesetzt, infolge der durch Straßenebenenheiten hervorgerufenen Torsionsbelastungen brach.

Die kurz geschilderte Aufgabe gestaltet sich dadurch noch komplizierter, daß auf einem bestimmten Fahrgestell verschiedene Aufbauten montiert und,

umgekehrt, verschiedenen Fahrgestelle mit demselben Aufbau ausgerüstet werden können.

Es mußte ein Verfahren ausgearbeitet werden, bei dem die Bestimmung der Festigkeitsdaten der einzelnen wichtigeren Konstruktionselemente voneinander unabhängig durchgeführt wird, die Zusammenarbeit derselben aber nach dem Zusammenbau mit Hilfe einer weiteren Berechnung beschränkten Umfangs kontrolliert werden kann. Da die Karosserien in der Mehrzahl der Fälle gleich sind, können die Ergebnisse der Festigkeitsberechnungen gespeichert werden. Bloß die Dimensionierung des Fahrgestells und die verhältnismäßig leichte Aufgabe der Koordinierung müssen von Fall zu Fall gelöst werden. Diese sind in speziellen Fällen theoretisch bereits untersucht.

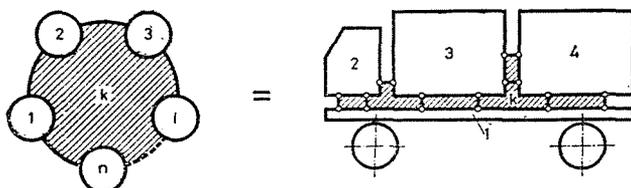


Abb. 7

Nehmen wir an, daß das Fahrzeug aus  $n$ , an sich statisch hochgradig unbestimmten, voneinander gut trennbaren Teilen (zum Beispiel 1 = Fahrgestell, 2 = Fahrerhaus, 3 = Vorderteil des Aufbaus, 4 = Hinterteil des Aufbaus) besteht. Diese Situation ist in Abbildung 7 schematisch dargestellt.

Wie aus der Literatur [6] bekannt ist, besteht die nach entsprechenden Transformationen erhaltene Kompatibilitätsgleichung aus  $n + 1$  voneinander unabhängigen Gleichungssystemen, von denen die Lösung der ersten  $n$  Gleichungssysteme, die Verbindungskräfte der unabhängigen Grundsysteme aus den eigenen äußeren Belastungen, und die Lösung der  $k = n + 1$ -ten Gleichungssysteme die Verbindungskräfte aus der statisch unbestimmten Verbindung der Grundsysteme direkt ergibt.

Die Bestimmung der Beanspruchungen mit Hilfe des erwähnten Algorithmus ist besonders dann vorteilhaft, wenn die äußeren Lasten in verallgemeinerter Form angegeben sind, d. h. statt der tatsächlichen äußeren Lastfälle die Berechnungen für die in den vorgeschriebenen Knotenpunkten der Teilsysteme wirkenden, getrennten Einheitsbelastungen durchgeführt und auch die voraussichtlichen Verbindungsstellen zwischen den Knotenpunkten angenommen werden. Ein großer Teil der Rechenarbeit kann so für die einzelnen Teilsysteme schon im voraus durchgeführt und die Ergebnisse können gespeichert werden. Im Besitz der Teilergebnisse läßt sich das Verbindungsproblem

verhältnismäßig rasch und mit geringem Rechenaufwand lösen (die Zahl der Unbestimmtheitsgrade des Verbindeglieds  $k$  ist im allgemeinen wesentlich kleiner als bei den einzelnen Teilsystemen).

### *Beispiel 3* (Berechnungsmodell mit Zielfunktion) [8, 9]

Die Karosserietragwerke (Fachwerk) für Omnibusse stellen heute meistens ein statisch unbestimmtes räumliches Fachwerk dar (die Fenster werden nicht berücksichtigt). Bei der Entwurfsarbeit verläßt sich der Konstrukteur üblicherweise bei der Angabe der Ausgangsabmessungen der Querschnitte auf sein Fingerspitzengefühl, während die Topologie des Systems durch die allgemeine Anordnung des Fahrzeugs — die Gesichtspunkte des Fahrgastverkehrs, Disposition der Maschineneinrichtungen — bestimmt wird. Im Laufe der Festigkeitsberechnung wird das Modell der Konstruktion mit gegebener Topologie und angenommenen Querschnittsmaßen im allgemeinen auf mehrere charakteristische Belastungen geprüft. Ist die Konstruktion nicht geeignet (Unterdimensionierung, Überdimensionierung), kann an den Querschnittswerten durch ein sog. Modifikationsverfahren (*Argyris*) geändert werden. Dieses Verfahren wird aber erst dann zweckmäßig angewandt, wenn die vorher angenommenen Querschnittswerte im allgemeinen entsprechen und höchstens einige Elemente einer Korrektur bedürfen. Die Hauptbedingung für die Verwendbarkeit des ganzen Verfahrens liegt offensichtlich in einer guten Wahl der Ausgangswerte. All das weicht von der gegenwärtigen Richtung der Entwurfsarbeit stark ab, denn man ist heute bestrebt, das intuitive Entwerfen durch arithmetische Algorithmen zu ersetzen.

Es liegt auf der Hand, für die Algorithmisierung der Entwurfsarbeit die in der Einleitung erwähnte Zielfunktion einzuführen. Eine solche Möglichkeit ist z. B. durch die Minimalisierung des Tragwerkgewichts gegeben. Vor der diesbezüglichen Entscheidung wird es aber zweckmäßig sein, die Gewichtsverhältnisse des Omnibusses und einige Eigenschaften des Fachwerks etwas näher zu analysieren. Von dem Gesamtgewicht des Omnibusses macht das Fachwerk 15—20% aus, so kann die Gewichtsverminderung nur bei diesen 15—20% ergebnisvoll sein. Es darf angenommen werden, daß durch die Einführung des Algorithmus dem intuitiven Entwerfen gegenüber eine Gewichtsverminderung von 20—25% erreicht wird. Auf das Gesamtgewicht bezogen kann so mit einer Gewichtsverminderung von höchstens 3—5% gerechnet werden, daher muß man bei der Bildung des Algorithmus mit Umsicht vorgehen, da das Verfahren in wirtschaftlicher Hinsicht mit dem erreichten Ergebnis in Einklang stehen muß.

Aus der Fachliteratur sind mehrere Verfahren zur Gewichtsverminderung bekannt, aber diese führen im allgemeinen bei statisch unbestimmten Kon-

struktionen zu nichtlinearen Programmierungsaufgaben, die außerordentlich arbeitsaufwendig sind.

Die Wahl des Algorithmus wird weiterhin dadurch erschwert, daß bei den Omnibussen sehr viele Grenzbedingungen eingeführt werden müssen. So können z. B. nicht alle denkbaren Querschnitte beliebig gewählt, sondern nur aus dem zur Verfügung stehenden Profilkatalog ausgesucht werden (im allgemeinen Vierkantrohre). Die technologischen Vorschriften verbieten auch, daß Rohre der Querschnittsauswahl in beliebiger Kombination miteinander verbunden werden, weil die in einem Kreuzungspunkt einlaufenden Stäbe, zur Ausbildung der Schweißverbindungen, in den Durchlaßmaßen und Wandstärken einander angeglichen werden müssen. In vielen Fällen müssen für die Stäbe weitere individuelle Einschränkungen eingeführt (so z. B. für die Türrahmen) oder andere besondere Anschlüsse herausgebildet werden.

In der Erwägung sämtlicher Umstände ist es zweckmäßig, so zu entscheiden, daß man sich statt der Zielfunktion für Gewichtsminimum irgendein anderes Ziel setzt, das weniger arbeitsaufwendig ist. Als solches bietet sich, daß statt des Gewichtsminimums die Gleichfestigkeit vorgeschrieben wird. Die zwei Bedingungen sind miteinander nicht äquivalent, aber die praktischen Ergebnisse liegen nahe genug, und dabei wird durch die Zielsetzung der Gleichfestigkeit die Aufgabe verhältnismäßig einfach, denn sie führt zur Lösung eines linearen Gleichungssystems, zur Aufstellung eines Iterationsprogramms.

In der Praxis ist natürlich die iterative Herstellung der gleichfesten Konstruktion auch nicht problemlos. Das Hauptproblem stammt daher, daß die gleichfeste Variante eines  $n$ -fach statisch unbestimmten Fachwerks allgemein zu einer statisch bestimmten Konstruktion konvergiert, und zwar dadurch, daß die Querschnitte von  $n$  Stäben gleich Null gesetzt werden. Ein statisch bestimmter Ersatzträger ist aber in der Konstruktion im allgemeinen nicht erwünscht (in vielen Fällen müssen Stäbe mit Nullbelastung auch in Konstruktionen zugelassen werden, die eine sekundäre Tragfunktion haben, z. B. Versteifung des Bekleidungsbleches), andererseits kann der statisch bestimmte Träger infolge äußerer Belastungen unzulässige Formänderungen erfahren, obwohl er den Festigkeitsanforderungen entspricht.

Mit Rücksicht auf alle diese Probleme haben wir ein Programm ausgearbeitet, das einerseits die in den Stäben auftretenden Spannungen statt der strengen Gleichfestigkeit zwischen einer unteren und einer oberen Grenze beschränkt, andererseits einige Stäbe (deren Querschnitte durch andere Bedingungen gegeben sind) aus der Iteration ausschaltet, so daß das Verfahren aus womöglich wenig Eingangsdaten in verhältnismäßig wenig Iterationsstufen die einzelnen Stabquerschnitte ergibt. Für letztere können auch die Daten aus dem Profilenkatalog berücksichtigt werden, die man eventuell durch technologische Beschränkungen ergänzt. Das Schema des so ausgestalteten Programms ist in Abb. 8 zu sehen.

Die Entscheidungsreihe liefert ein Ergebnis, das eigentlich unserer ursprünglichen Absicht widerspricht. Es ist zu erkennen, daß die Gewichts- minderung als ursprüngliches Ziel nur in einer sehr begrenzten Form zur Gel- tung kommen kann, dagegen gelingt es aber, die intuitive Entwurfsarbeit gänzlich durch einen Algorithmus zu ersetzen. Der Konstrukteur muß nur die Topologie und die Querschnitte einiger aus dem Iterationsverfahren ausgeschal-

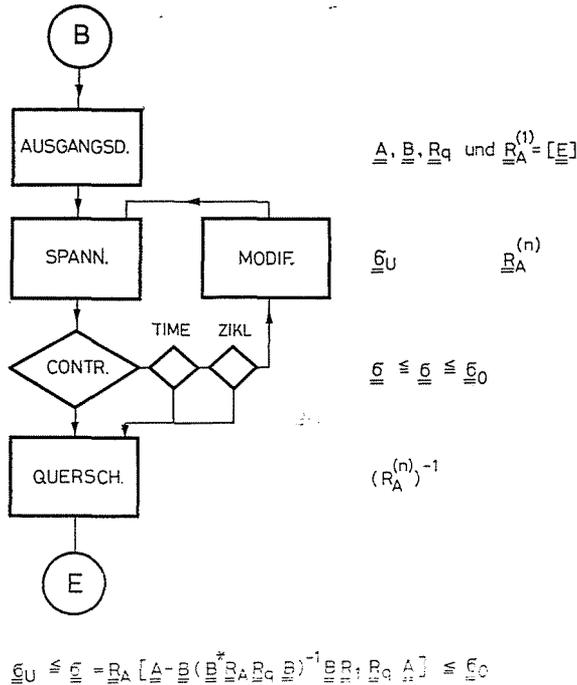


Abb. 8

teter Stäbe angeben und die Querschnitte der anderen Stäbe, die im Ausgang beliebig angenommen werden, werden unter Berücksichtigung der äußeren Belastungen durch den Rechner ermittelt. Im nächsten Schritt könnte das Programm so aufgebaut werden, daß die Beschränkungen gegebenenfalls nicht im voraus angegeben werden, sondern im Rahmen einer direkten Verbindung zwischen dem Konstrukteur und der Maschine in einer späteren Stufe der Iteration eingespeichert werden. Das würde bedeuten, daß der Rechner und der Konstrukteur die Entwurfsarbeit gemeinsam, eventuell mit einem Display-System ergänzt, durchführen.

*Beispiel 4* (Iterationsverfahren durch Verwendung verschiedener Modelle) [10, 11]

Der Modellwechsel, d. h. die Verwendung nacheinander verschiedener Berechnungsmodelle für dieselbe rechnerische Aufgabe, stellt eine nicht genügend ausgenutzte Möglichkeit in der Praxis des Maschinenkonstruktors dar. Von NIKOLSKI wurde beim Entwerfen von Fahrzeugkarosserien eine Methode angewendet, in der er die Karosserie zuerst als Stabwerk berechnete und dann die erhaltenen Beanspruchungen bzw. Belastungen als Belastungen des Schalenkonstruktionsmodells auffaßte. Die Rippenblechkonstruktion rechnete er aufgrund jener Belastungsverteilung weiter, die er von dem Schalenkonstruktionsmodell erhielt. Von J. SZABÓ wurde für gekrümmte Rahmenwerke und für den aus gekrümmten Stäben aufgebauten Trägerrost ein Algorithmus ausgearbeitet, in dem als erste Annäherung ein aus geraden Stäben gebauter Trägerrost verwendet wird und die daraus erhaltenen Belastungen — als eine nullstufige Annäherung des Iterationsverfahrens — auf den gekrümmten Rost übertragen werden.

Für die Formänderungsberechnungen von Kunststoffbüchsen haben wir mit gutem Erfolg in erster Annäherung die Funktionen der Belastungsverteilung angewendet, die in der Theorie der Wälzlager ausgearbeitet wurden. Bei der Berechnung der Kunststoffbüchse wurde von der so bestimmten Belastungsverteilung ausgegangen und die statischen sowie die Kompatibilitätsbedingungen wurden durch ein weiteres Iterationsverfahren erfüllt.

Das wesentliche der angeführten Beispiele besteht darin, daß eine Annäherungsverfahrenreihe angewendet wurde, in der die Iteration keinen mathematischen Charakter hat, sondern eine sukzessive Anwendung verschiedener Modelle mit physikalischem Inhalt darstellt.

*Beispiel 5.* (Problem der Auswertung von Versuchen) [12, 13, 14]

Die Erfahrungen der statischen Bruchversuche von Schweißnähten werden vielfältig gedeutet. Die vom Bruch her gleichwertige Spannung kann die Bruchgefahr nur bei gewissen Werkstoffen, Nahttypen und Belastungsarten richtig veranschaulichen. Deshalb hat man für technische Berechnungen verschiedene Perioden bestimmt. Die Dimensionierungsformeln der nationalen und internationalen Normen für Schweißnähte berücksichtigen die Lehren, die aus diesen Perioden gezogen wurden. Die halbempirischen Formeln drücken aber in interessanter Weise die Relativität der Erkenntnis aus, da die aus der Auswertung der Versuchsdaten berechneten gleichwertigen Spannungen in dem  $\sigma - \tau$ -Feld bzw. in dem Feld der Hauptspannungen einen voneinander abweichenden Charakter aufweisen. Da die Ergebnisse derselben Versuche verschiedenartig bewertet werden können, ist auch die Berechtigung verschiedener Berechnungsmethoden für gleichwertige Spannungen bewiesen.

Von KLÖPPEL und PETRI wurden die Brüche der durch Biegemomente und Schubkräfte belasteten Kehlnähte nach der Theorie der größten Zugspannung ausgewertet (Abb. 9a). Dieselben Versuchsergebnisse führen zu von dem obigen ganz abweichenden Resultaten, wenn die Berechnungen nach der Theorie der größten Schubspannungen durchgeführt werden. In diesem Fall sind die Bruchgrenzwerte auch »nach dem Versuch« aufgenommen (Abb. 9b), wo auf Grund der Versuchsergebnisse »festgelegt werden kann«, daß der Bruch

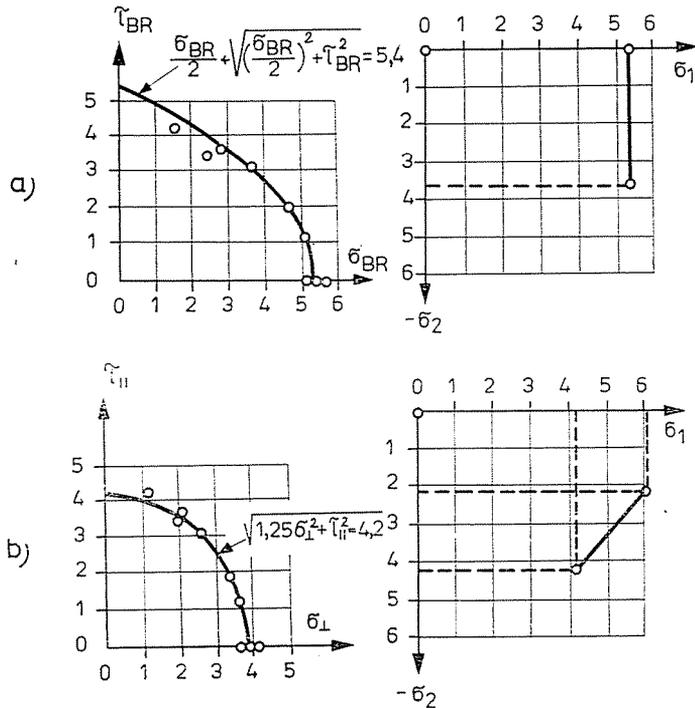


Abb. 9

in den Kehlnähten zufolge der Identität der größten Schubspannung und Schubfestigkeit auftritt. Die Versuchsergebnisse weisen nur indirekt — durch Zwischenberechnungen — auf die Naturgesetze hin, so enthalten die Resultate auch die Eigenschaften der Berechnungsmodelle. Es kann eine sichere, richtig dimensionierte Konstruktion nach beiden obigen Berechnungsmethoden ausgearbeitet werden, aber bei der Dimensionierung muß immer das Modell (Berechnungsverfahren) benutzt werden, das bei der Auswertung der Versuchsergebnisse verwendet wurde.

Bei der Berechnung von Zahnrädern stimmt das Problem des Zahnformfaktors mit dem Gesagten vollkommen überein. In der Maschinenbaupraxis

haben sich viele gleichwertige Berechnungen für die reduzierten Spannungswerte verbreitet, wo die Zahngrundspannungswerte aus den Versuchen von NIEMANN — auf Grund des von ihm als Basis angenommenen Zahnformfaktors als Modell für die Spannungsberechnung — bestimmt wurden.

Es wird durch das fünfte Beispiel gut bewiesen, daß nach einer konsequenten Auswertungsmethode ein richtiges Ergebnis erreicht werden kann (unabhängig davon, daß die Versuchsergebnisse auf verschiedene Weise ausgewertet wurden).

Es ist aber auch umgekehrt gültig, daß eine falsche Benutzung auf richtige Weise erhaltener und ausgewerteter Versuchsergebnisse, wegen der Modellabweichungen, zu einer schlecht dimensionierten Konstruktion führen kann.

### Zusammenfassung

In der Konstruktionsarbeit werden sogar für eine einzige Maschine verschiedene Modelle verwendet. Alle Modelle (Belastungsmodell, Berechnungsmodell, Versagensmodell usw.) haben ihre eigenen Abweichungen von den tatsächlichen Verhältnissen. Um die Überdimensionierung zu vermindern, müssen in jeder Etappe der Konstruktionsarbeit die Modellgestaltung sorgfältig analysiert und Versuche eingeführt werden. Einige ausgewählte Probleme der Modellgestaltung werden durch Beispiele geklärt.

### Literatur

1. MICHELBERGER, P.: Internationaler Nutzfahrzeugkatalog (INUFA) 16, 58 (1974).
2. GASSNER, E.: AZT 53, 286 (1951).
3. MATOLCSY, M.: Acta Techn. Acad. Sci. Hung. 59, 75 (1967).
4. MICHELBERGER, P.: Proc. of the Second Conference on Dimensioning and Strenght Calculations. Akad. Verl. Budapest, 1965.
5. MICHELBERGER, P.: Acta Techn. Acad. Sci. Hung. 75, 301 (1973).
6. MICHELBERGER, P.: Periodica Polytechnica. (Transport) 2, 3 (1974)
7. MICHELBERGER, P.: Acta Techn. Acad. Sci. Hung. 62, 141 (1968).
8. BARTHA, J.: On the Minimum Weight of Certain Redundant Structures. Acta Technica Acad. Sci. Hung. 16, 399 (1957).
9. HÁY, G.: Többszörösen határozatlan rácsszerkezetek rúdjainak keresztmetszetét meghatározó program. (Manuskript) Budapest (1974)
10. NIKOLSKIJ, E. N.: Obolocksi sz vüreszmi tipa vagonnüh kuzovov. Masgiz, Moskva. 1963.
11. SZABÓ, J.: A térbeli tartórács egyenlete. Építéstudományi Intézet Tud. Közleményei. Bd. 34, Budapest 1964.
12. PLATTHY, P.: Mérnöki fémszerkezetek statikusan terhelt varratainak törése. Kand. Dissert. Budapest, 1967.
13. KLÖPPEL, K.—PETRI, L.: Der Stahlbau, 1, 9 (1966).
14. PLATTHY, P.: Acta Technica Acad. Sci. Hung. 65, 313 (1969).

Prof. Dr. József MAGYAR	}	H-1521 Budapest
Prof. Dr. Pál MICHELBERGER		