

Verbrennungsmotoren

Lehrbrief V7

Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren

Verfasser: Prof. Dr.-Ing. habil. E. Bach
unter Mitwirkung von Dr.-Ing. P. Pfeiffer

Herausgeber:

Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH)
Fachbereich: Maschinenbau / Verfahrenstechnik
Studiengang: Fahrzeugtechnik
Lehrgebiet: Kraftfahrzeugantriebe und Kolbenmaschinen

Inhaltsverzeichnis

1.	Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren	3
1.1	Leistungsbegriff	3
1.2	Leistungsberechnung	3
1.3	Leistungserhöhung	4
1.3.1	Einfluss der Drehzahl	4
1.3.2	Einfluss weiterer konstruktiver Parameter	9
2.	Aufladung - Verfahren zur Leistungssteigerung der Verbrennungsmotoren	12
2.1	Allgemeines	12
2.2	Grundlegende Zusammenhänge bei der Aufladung	12
2.2.1	Zusammenhang zwischen Ladungsmasse im Zylinder und mittlerem indizierten Druck	12
2.2.2	Zusammenhang zwischen Luftdurchsatz und Motorleistung	13
2.2.3	Zusammenhänge zwischen Luftdurchsatz, Spülluftmenge, Luftaufwand und Liefergrad	14
2.2.4	Berechnung der Laderleistung	16
2.2.5	Laderbauarten und -charakteristika	18
2.2.5.1	Lader nach der Verdrängerbauart	18
2.2.5.2	Lader nach der Strömungsbauart	20
2.3	Zusammenwirken von Lader und Verbrennungsmotor	21
2.3.1	Das Druck-Volumenstrom-Kennfeld von Verbrennungsmotoren	21
2.3.2	Einfluss der Ladeluftkühlung	22
2.3.3	Betriebskennlinie am Beispiel der mechanischen Aufladung	24
2.4	Aufladeverfahren	25
2.4.1	Die Nutzung gasdynamischer Effekte	26
2.4.2	Die mechanische Aufladung	26
2.4.3	Die Abgasturboaufladung	28
2.4.4	Thermodynamik der Aufladung	29
2.4.4.1	Energiebilanz des Arbeitsprozesses aufgeladener Motoren	29
2.4.4.2	Abgas-Turboaufladung	30
	Stauaufladung	30
	Stoßaufladung	33
2.4.5	Aufbau eines Abgasturboladers (ATL)	37
2.4.6	Strömungstechnische Grundlagen	38
2.4.6.1	Radialverdichter	38
2.4.6.2	Verdichtercharakteristik	39

2.4.6.3 Die Turbine und ihre Auslegung	41
2.4.7 Besondere Arbeitsverfahren mit Nutzung der Abgasturboaufladung	45
2.4.7.1 Die zweistufige Aufladung	45
2.4.7.2 Register-Aufladung	46
2.4.7.3 Turbokühlung - Millerverfahren	48
2.4.8 Turbocompound -Verfahren	50
2.4.9. Unterstützte ATL-Aufladung	51
2.4.9.1 Electrically Assisted Turbocharger	52
2.4.9.2 Boosterbetrieb	53
2.5. Das " Comprex" - Druckwellen - Aufladeverfahren	53
2.6 Anforderungen an das Aufladesystem	56
2.6.1 Das Instationärverhalten des ATL-Motors	57
2.6.2 Auslegungsprobleme für ATL-Fahrzeugmotoren	58
3 Literaturverzeichnis	61

1. Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren

1.1 Leistungsbegriff

Die Leistung, die vom Verbrennungsmotor nutzbar abgegeben wird, wird nach DIN 1940 und DIN 70020 als Nutzleistung (effektive Leistung) definiert. Die zum Betrieb des Verbrennungsmotors notwendigen und seinem Verwendungsfall entsprechenden Hilfseinrichtungen, wie Zündeinrichtung, Einspritzpumpe, Spülgebläse, Kühlluftventilator, Kühlwasser-, Schmierölpumpe und Lader werden direkt vom Verbrennungsmotor angetrieben.

Die auf dem Prüfstand gemessene Leistung (P_e) ist auf die Normbedingungen ($p_0 = 1013 \text{ mbar}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$) wie folgt umzurechnen:

$$P_{red} = P_e * \frac{1013}{b} * \sqrt{\frac{273 + t}{273 + 20}}$$

b - Barometerstand mbar

t - Temperatur $^\circ\text{C}$

P_{red} , P_e - Leistung in kW

Die größte Nutzleistung (Nennleistung) in kW ist die Leistung, die der Motor im thermischen Beharrungszustand abgeben kann. Die Hubraumleistung (auch Literleistung/ kW/dm^3) ist der Quotient aus der größten Nutzleistung und dem Gesamthubraum des Motors.

Die Zylinderleistung ist Leistung einer Triebwerkseinheit (hier Zylinder/ Kolbengruppe).

1.2 Leistungsberechnung

Die Ableitung der Berechnungsgleichung für den Verbrennungsmotor ist im Lehrbrief 2, Pkt. 3.1.1 erfolgt. Es gilt für

S die Nutzleistung (Effektivleistung)

S

$$P_e = \lambda_L * \frac{Hu}{\lambda_V * m_{min}} * \rho_L * \eta_e * V_H * \frac{n}{T_Z}$$

S der Mitteldruck

$$p_e = \lambda_L * \frac{Hu}{\lambda_V * m_{min}} * \rho_L * \eta_e$$

S das Hubvolumen

$$V_H = V_h * z = \frac{\pi}{4} * D^2 * s * z$$

S die Nutzleistung

$$P_e = p_e * V_H * \frac{n}{T_Z}$$

Ausgehend von der Leistungsgleichung können für die Leistungserhöhung die folgenden Parameter herangezogen werden:

- S der Mitteldruck durch Aufladung und
- S das Hubvolumen ($V_H = A * s * z$) durch die konstruktive Gestaltung.

1.3 Leistungserhöhung

1.3.1 Einfluss der Drehzahl

Die Leistung an sich sagt wenig über den Motor aus. Aus diesem Grunde erfolgt die einführende Diskussion über die Parameter

- S Zylinderleistung (Leistung einer Zylinder-/ Kolbengruppe)

$$P_{eZyl} = p_e * V_h * \frac{n}{T_z} \quad \text{und}$$

- S Hubraumleistung (oder Leistung pro Liter Hubraum - Literleistung)

$$P_{eh} = \frac{P_{eZyl}}{V_h} = p_e * \frac{n}{T_z}$$

Es ist zu erkennen, dass beide Parameter direkt durch die Drehzahl beeinflusst werden. Der Zusammenhang kann erkannt werden, wenn die Diskussion unter den folgenden Randbedingungen geführt wird:

- S mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 2 s n = \text{konst.}$

- S Hub-/ Bohrungsverhältnis $\beta = s / D = \text{konst.}$

- S Mitteldruck $p_e = \text{konst.}$

Unter Verwendung der bekannten Gleichungen lässt sich der Zusammenhang zwischen der Zylinderleistung und der Drehzahl ableiten.

$$P_{eZyl} = p_e * \frac{\pi}{4} * D^2 * s * \frac{n}{T_z} ; \quad c_m = 2 * s * n$$

$$P_{eZyl} = p_e * \frac{\pi}{4} * D^2 * \frac{c_m}{2 * n} * \frac{n}{T_z} ; \quad D^2 = \frac{s^2}{\beta^2}$$

$$P_{eZyl} = p_e * \frac{\pi}{32} * \frac{c_m^3}{\beta^2 * T_z} * \frac{1}{n^2}$$

$$\underline{\underline{P_{eZyl} = k * \frac{1}{n^2}}}$$

Unter den gemachten Voraussetzungen ist die Zylinderleistung gegenüber dem Drehzahlquadrat umgekehrt proportional. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass eine

große Zylinderleistung bei einer niedrigen Drehzahl erreicht wird (Beispiel: Großmotoren).

Der Zusammenhang zwischen Hubraumleistung und Drehzahl kann nach dem gleichen Algorithmus abgeleitet werden. Es folgt:

$$\underline{P_{eh} = k * n}$$

Somit ist die Hubraumleistung proportional der Drehzahl, d. h., eine hohe Hubraumleistung wird bei sehr großen Drehzahlen erreicht (Renntmotoren). Die Zusammenfassung der Parameter zeigt Bild 1.1.

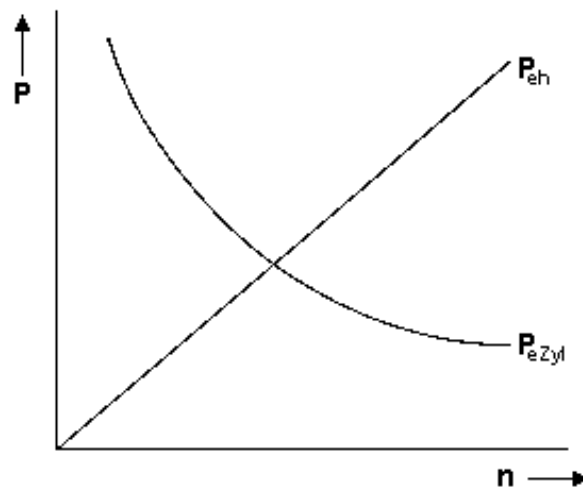


Bild 1.1: Zusammenhang zwischen Leistung P und Drehzahl n

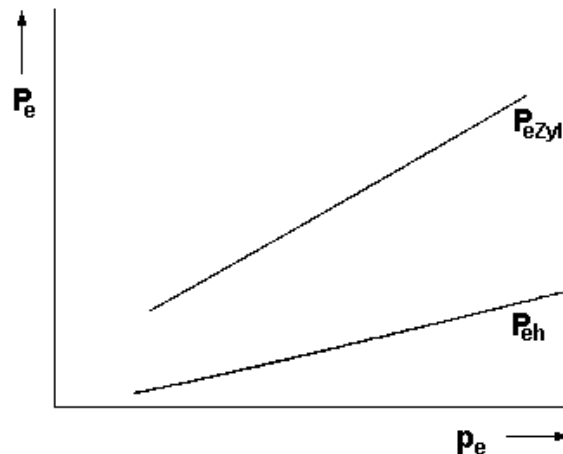


Bild1.2a: Zusammenhang zwischen effektiver Leistung P_e und effektivem Mitteldruck p_e

$$P_{eZyl} = k_1 * p_e; \quad k_1 = \frac{\pi}{32} * \frac{v_m^3}{\beta^2 * Tz} * \frac{1}{n^2}$$

Tabelle 1.1: Nutzfahrzeugmotoren

	P_e kW	$n_{\max}$ U/min	p_e bar	D mm	s mm	β	V_H dm ³	z	v_m m/s	P_{eZyl} kW/Zyl	P_{en} kW/dm ³
Mercedes Benz											
OM 447 (Saugmotor)	184	2200	8,78	128	155	1,21	11,97	6	11,4	30,7	15,4
OM 447 A (aufgeladen)	222	2100	10,6	128	155	1,21	11,97	6	10,9	37,0	18,5
OM 447 LA (aufgeladen, Ladeluftkühlung)	276	2100	13,1	128	155	1,21	11,97	6	10,9	46,0	23,1
MAN											
D 2866T (Saugmotor)	180	2200	8,2	128	155	1,21	11,97	6	11,4	30,0	15,0
D 2866L (aufgeladen)	229	2200	10,44	128	155	1,21	11,97	6	11,4	38,2	19,1
D2866LX (aufgeladen, Ladeluftkühlung)	272	2000	13,63	128	155	1,21	11,79	6	10,33	45,3	22,7

Tabelle 1.2 Großmotoren für Marineanwendungen

Modell	P_e kW	$n_{\max}$ U/min	p_e bar	D mm	s mm	β	V_H dm^3	z	v_m m/s	P_{eZyl} kW/Zyl	P_{eh} kW/ dm^3	M_d Nm
Volkswagen												
4S60MC (hochaufgeladen)	8160	105	18	600	2292	3,82	648	4	8	2040	3,15	742170
5S60MC (hochaufgeladen)	10200	105	18	600	2292	3,82	648	5	8	2040	3,15	927715
6S60MC (hochaufgeladen)	12240	105	18	600	2292	3,82	648	6	8	2040	3,15	1113255
7S60MC (hochaufgeladen)	14280	105	18	600	2292	3,82	648	7	8	2040	3,15	1298800
8S60MC (hochaufgeladen)	16320	105	18	600	2292	3,82	648	8	8	2040	3,15	1484340

Tabelle 1.3 Pkw-Motoren (Volkswagen-Motoren)

	P_e kW	$n_{\max}$ U/min	p_e bar	D mm	s mm	β	V_H dm^3	z	v_m m/s	P_{eZyl} kW/Zyl	P_{eh} kW/ dm^3
SDI	50	4200	7,53	79,5	95,4	1,20	1,896	4	13,4	12,50	26,37
TDI VE	66	3750	11,13	79,5	95,4	1,20	1,896	4	11,9	16,50	34,81
TDI VE	81	4150	12,35	79,5	95,4	1,20	1,896	4	13,2	20,25	42,72
TDI PD	74	4000	11,71	79,5	95,4	1,20	1,896	4	12,7	18,50	39,03
TDI PD	96	4000	15,180	79,5	95,4	1,20	1,896	4	12,7	24,00	50,63
TDI PD	110	4000	17,40	79,5	95,4	1,20	1,896	4	12,7	27,50	58,02

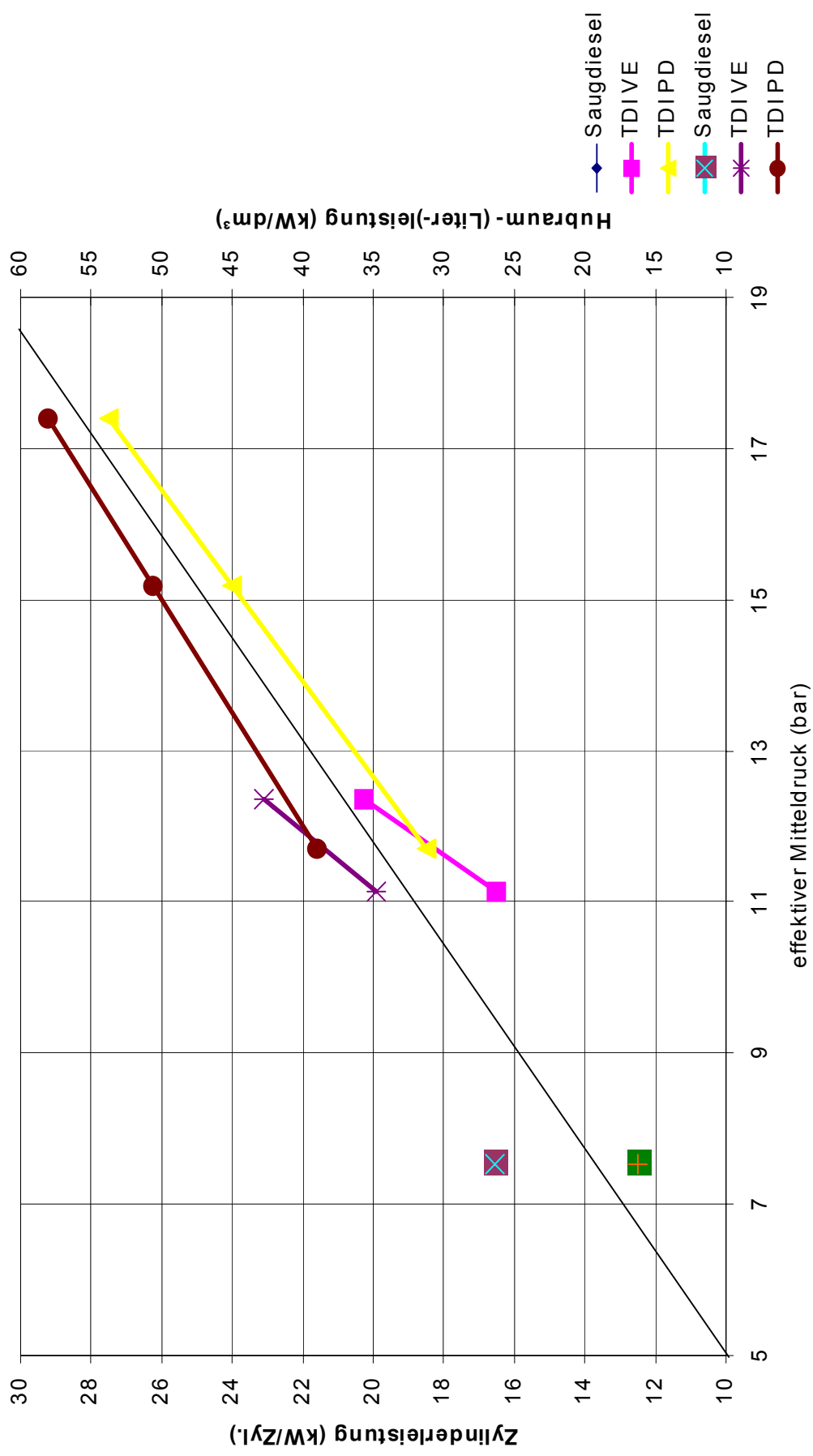


Bild 1.2b Darstellung von P_{eh} und $P_{e,Zyl}$ für real ausgeführte Motoren

1.3.2 Einfluss weiterer konstruktiver Parameter

Die Parametervariation wird mit der Zielstellung geführt, die Ausgangsleistung (P_{e0}) um das x-fache zu steigern. Es gilt:

$$P_e = x * P_{e0}$$

Für die Leistungssteigerung soll das Hubvolumen herangezogen werden:

$$V_h = x * V_{h0}$$

Unter den Bedingungen β , v_m , $p_e = \text{konst.}$ ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\begin{aligned} s &= s_0 * \sqrt[3]{x} \\ D &= D_0 * \sqrt[3]{x} \\ z &= z_0 * \sqrt[3]{x} \\ P_{eh} &= \frac{P_{h0}}{\sqrt[3]{x}} \\ n &= n_0 * \sqrt[3]{x} \end{aligned}$$

Darstellung der Parametervariation am Beispiel des Motors OM601 ($P_{e0} = 60 \text{ kW}$, $z=4$, $D = 89 \text{ mm}$, $n_{\max} = 4000 \text{ U/min}$, $s = 92,4 \text{ mm}$, $V_H = 2,3 \text{ dm}^3$, $v_m = 12,32 \text{ m/s}$)

Tabelle 1.4: Parametervariation (mit der Zielstellung, die Motorenleistung um das x=2-fache zu erhöhen) bei Vergrößerung des Hubvolumens ($V_h=2*V_{h0}$)

	$P_{e0} [\text{kW}]$	$2 * P_{e0} [\text{kW}]$
$P_e [\text{kW}]$	60	120
$V_h [\text{dm}^3/\text{Zyl}]$	0,575	1,15
$n [\text{s}^{-1}]$	66,6	52,98
$z [-]$	4	5
$s [\text{mm}]$	92,4	116,35
$D [\text{mm}]$	89	112,7
$P_{eZyl} [\text{kW}/\text{Zyl}]$	15	24
$P_{eh} [\text{kW}/\text{dm}^3]$	26,1	20,9

Im Bild 1.3 sind die Parameter der Motorenkennwerte als Funktion der Hubraumvergrößerung dargestellt.

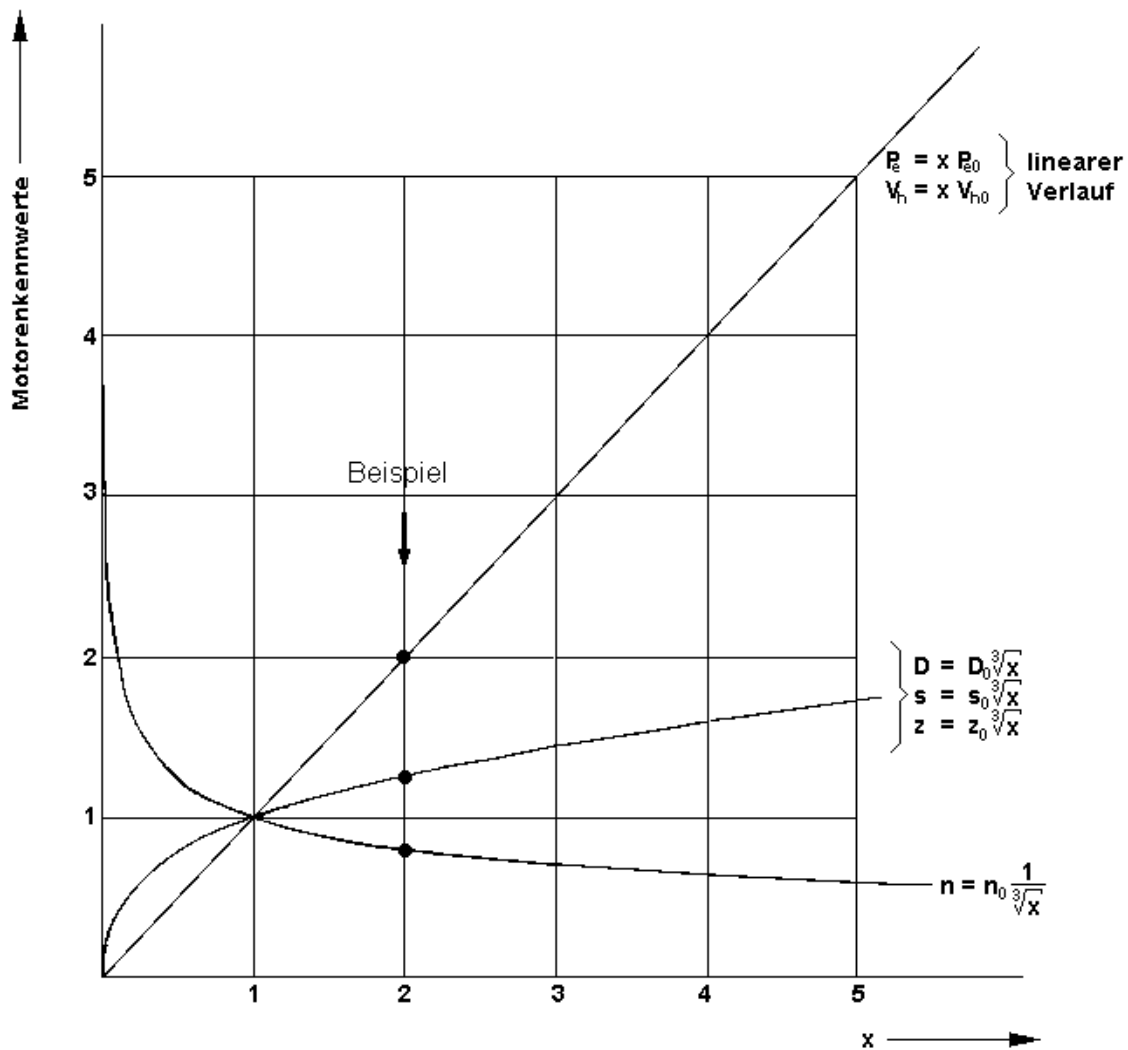


Bild 1.3: Leistungssteigerung durch x -fache Hubraumvergrößerung

Im weiteren soll zur x -fachen Leistungserhöhung die x -fache Drehzahlsteigerung genutzt werden. Wiederum unter den Randbedingungen β , v_m , $p_e = \text{konst.}$ ergeben sich die folgenden Zusammenhänge:

$$\begin{aligned}
 s &= \frac{s_0}{x} \\
 D &= \frac{D_0}{x} \\
 z &= x^3 \cdot z_0 \\
 P_{eh} &= x \cdot P_{h0} \\
 V_h &= V_{h0} \cdot \frac{1}{x^3}
 \end{aligned}$$

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt im Bild 1.4.

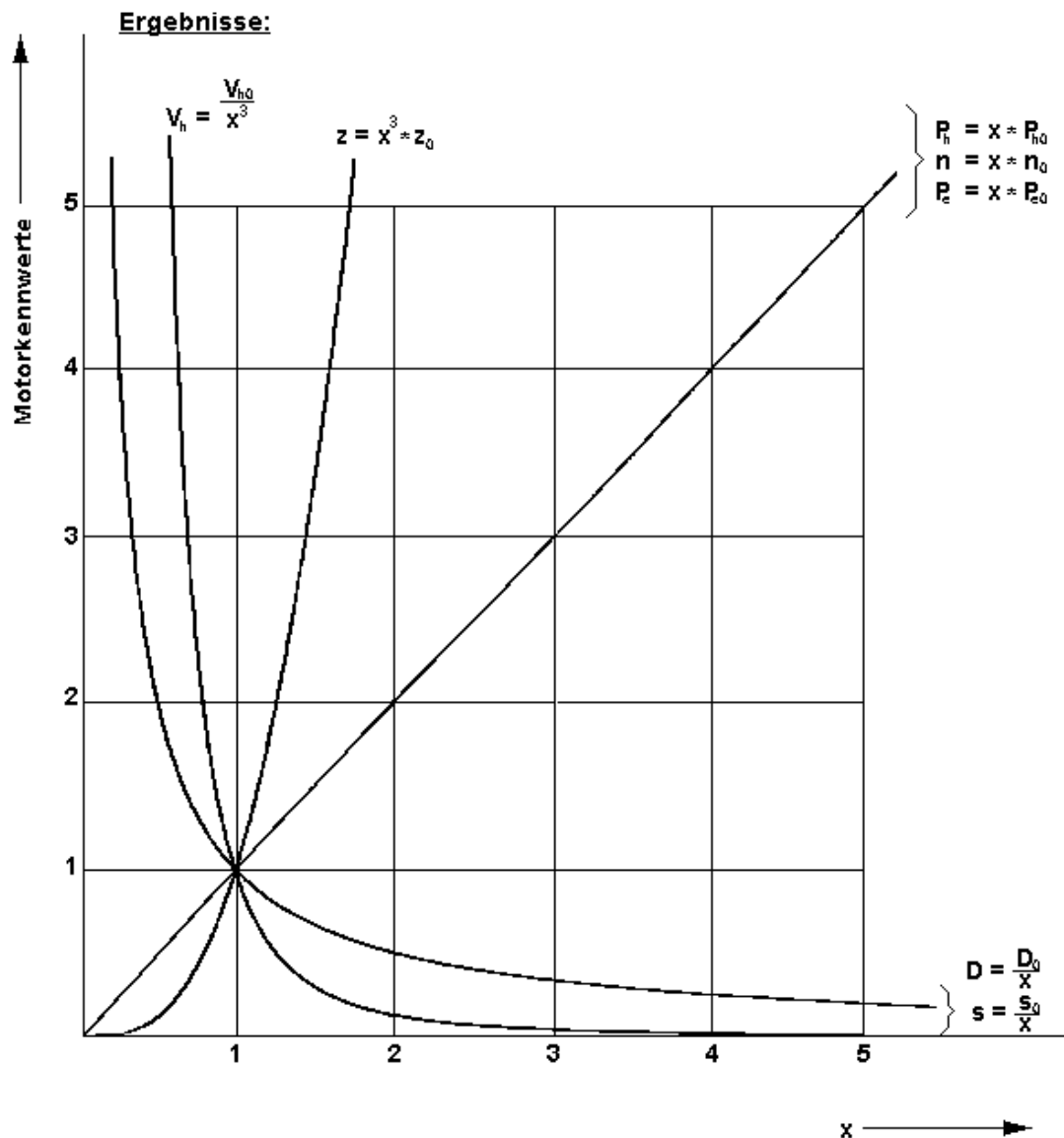


Bild 1.4: Leistungssteigerung durch x-fachen Drehzahlanstieg

Die Bilder 1.3 und 1.4 zeigen die Vielfalt der Parametervariationen, die bei der konstruktiven Auslegung in Betracht gezogen werden müssen. Es ist selbstverständlich, dass auch zur Leistungssteigerung die Zylinderzahl ($z = x \cdot z_0 \sim$ Gesamthubvolumen) herangezogen wird. Eine Vielzahl der Motorenfamilien in den verschiedensten Anwendungsfällen beweisen dies ($z = 3, 4, 5, 6, \dots 20$). Im modernen Verbrennungsmotorenbau werden die konstruktiven Parameter des Motors durch die vorgegebenen Einbauverhältnisse (Länge, Breite, Höhe) direkt beeinflusst. Wird eine Leistungssteigerung erforderlich und die Einbausituation lässt eine konstruktive Parameterveränderung (z.B. Hubraumvergrößerung) nicht zu und der Antriebsstrang verbietet eine Drehzahlerhöhung, dann ist eine Leistungssteigerung über die Anhebung des Mitteldrucks p_e möglich ($P_e = \text{Konstante} \cdot p_e$). Es ist natürlich selbstverständlich, dass Parameterveränderungen und Mitteldruckerhöhungen in Kombination in der Praxis angewendet werden. Eine Mitteldruckerhöhung ist an die Technologie der Aufladung gekoppelt. Im weiteren wird deshalb auf die Aufladung eingegangen.

2. Aufladung - Verfahren zur Leistungssteigerung der Verbrennungsmotoren

2.1 Allgemeines

Eine Leistungssteigerung bei konstanter Drehzahl und konstantem Hubvolumen ist nur durch das Verbrennen einer größeren Kraftstoffmasse möglich. Voraussetzung hierfür ist eine entsprechend vergrößerte Zylinderfüllung mit Frischluft (Ladungsmasse). Bei der Aufladung wird durch eine Arbeitsmaschine (Verdichter) die für den motorischen Verbrennungsprozess benötigte Luft vorverdichtet, so dass pro Arbeitsspiel eine größere Luftmasse in den Verbrennungsraum (Zylinder) gelangt. Dadurch kann eine erhöhte Kraftstoffmasse ($\lambda_{\sim \text{konst.}}$) im Zylinder (Brennraum) umgesetzt und der Mitteldruck (Arbeit pro Hubraum) gesteigert werden.

☞ **Das Zuführen einer größeren Ladungsmasse, als es durch unmittelbares Ansaugen aus der Atmosphäre möglich ist, nennt man Aufladung.**

2.2 Grundlegende Zusammenhänge bei der Aufladung

2.2.1 Zusammenhang zwischen Ladungsmasse im Zylinder und mittlerem indizierten Druck

Es ist leicht einsehbar, dass in jeder Verbrennungskraftmaschine, in der die durchgesetzte Luft als Verbrennungspartner für den Kraftstoff verwendet wird, deren Arbeit von der durchgesetzten Luftmasse direkt beeinflusst wird.

Der Hubkolbenmotor ist ein Volumenförderer, so dass für das durchgesetzte Luftvolumen geschrieben werden kann:

$$\dot{V}_L = V_h * n$$

Mit diesem Volumenstrom kann im Prinzip durch Zugabe von Kraftstoff mit der daraus folgenden Druck- und Temperaturerhöhung Arbeit gewonnen werden. Nun ist die indizierte Arbeit (W_i) im Zylinder einerseits:

$$\text{Arbeit} = \text{Kraft} * \text{Weg} = \text{Druck} * \text{Volumen} = \text{Druck} * \text{Kolbenfläche} * \text{Hub}$$

$$W_i = V_h * p_i$$

$$p_i = \text{indizierter Mitteldruck}$$

und andererseits:

$$\text{Arbeit} = \text{zugeführte Wärmemenge} * \text{Prozesswirkungsgrad}$$

$$W_i = Q_{zu} * \eta_i$$

$$\eta_i = \eta_g * \eta_{th}$$

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{th}} * \frac{W_{th}}{Q_{zu}} = \frac{W_i}{Q_{zu}}$$

Die im Zylinder zugeführte Wärmemenge hängt nun aber von der im Zylinder verbrennbaren Kraftstoffmasse ab und wiederum vom im Zylinder vorhandenen Sauerstoff, der bekannterweise der im Zylinder befindlichen Luftmasse und nicht dem Zylindervolumen proportional ist.

Wird nun vereinfachend weder die unvollständige Füllung des Zylinders, der Liefergrad, noch ein etwaiger, zur vollständigen Verbrennung des im Zylinder befindlichen Kraftstoffs notwendiger Luftüberschuss berücksichtigt, so wird die zugeführte Wärmemenge:

$$Q_{zu} = m_{Kr} * Hu = \frac{V_h \rho_{Lz}}{L_{min}} * Hu$$

$$V_h * \rho_{Lz} = m_{Lz};$$

$$\rho_{Lz} = \text{Luftdichte im Zylinder}$$

Somit ergibt sich der direkte Zusammenhang:

$$Q_{zu} \sim Q_{Lz}$$

Die Zylinderarbeit eines gegebenen Motors hängt damit direkt von der Dichte der Luft im Zylinder am Ende des Ansaug- bzw. Ladungswechseltaktes ab.

Werden die vorstehenden Erkenntnisse formelmäßig zusammengeführt, so ergibt sich der Zusammenhang zum Mitteldruck wie folgt:

$$V_h * p_i = Q_{zu} * \eta_i = \frac{V_h * \rho_{Lz} * Hu * \eta_i}{L_{min}}$$

$$p_i = \rho_{Lz} * \frac{Hu}{L_{min}} * \eta_i$$

$$p_i \sim \rho_{Lz}$$

 **Der mittlere indizierte Druck eines Arbeitszylinders ist der Ladungsdichte im Zylinder zu Beginn des Verdichtungshubes proportional.**

2.2.2 Zusammenhang zwischen Luftdurchsatz und Motorleistung

Nachdem die Zylinderarbeit ermittelt wurde, kann die Motorleistung leicht dem Luftmassenstrom zugeordnet werden, d.h. sie muss dem Hubvolumen des Gesamtmotors (d.h. die Gesamtzahl seiner Arbeitszylinder) sowie der Zahl seiner Arbeitsspiele in der Zeiteinheit, d.h. seiner Drehzahl, je nach Arbeitsverfahren proportional sein. Die indizierte Motorleistung ergibt sich zu:

$$P_i = p_i * V_H * \frac{n}{T_z}$$

$$P_i \sim \rho_{Lz} * V_H * \frac{n}{T_z}$$

und der Bezug zur Ladungsmasse wie folgt:

$$P_i \sim m_{LZ}$$

☞ **Die indizierte Motorleistung wird direkt von der zugeführten Ladungsmasse beeinflusst.**

2.2.3 Zusammenhänge zwischen Luftdurchsatz, Spülluftmenge, Luftaufwand und Liefergrad

Soll eine Verbrennungskraftmaschine für mehr als einen Arbeitstakt Leistung abgeben, so muss nach jedem Arbeitsspiel das Abgas aus dem Zylinder entfernt und durch Frischluft beim Dieselmotor, bzw. Frisch-Gemisch beim Ottomotor ersetzt werden. Beim vollkommenen Motor, den wir bisher betrachtet haben, geschieht dies verlustlos und vollkommen.

Beim realen Motor ist dazu der Vorgang des Ladungswechsels genauer zu beschreiben; er ist deshalb bedeutsam, weil durch ihn die Motoreigenschaften sehr wesentlich geprägt sind. So soll einerseits:

- S das am Ende des Arbeitstaktes im Zylinder befindliche Abgas möglichst vollständig entfernt werden,
- S die erforderliche Frischluft- bzw. Frisch-Ladungsmasse den Bedürfnissen des Motors, z.B. hinsichtlich Kühlung oder Abgasqualität exakt anpassbar sein und andererseits,
- S darüber hinaus, die angesaugte bzw. bei Aufladung in den Zylinder einströmende Frischladung, diesen möglichst vollständig füllen.

Das bedeutet in der Praxis, dass die insgesamt in den Zylinder einströmende Frischladungsmasse m_E und die Frischladungsmasse m_{Fr} , welche im Zylinder verbleibt, in der Regel nicht gleich sind. Sie unterscheiden sich um den Anteil der Frischladungsmasse, die während der gleichzeitigen Öffnung der Ein- und Auslassventile, der so genannten Überschneidungsphase, ohne an der Verbrennung teilzunehmen direkt in den Auslass abfließt, die Spülmasse m_{Sp} .

$$m_{Sp} = m_E - m_{Fr}$$

Beim als Saugmotor betriebenen 4-Takt-Motor ist die Spülluftmasse wegen der in der Überschneidungsphase geringen Ventilquerschnitte unbedeutend, sie wird auch bei Aufladung mit größerer Ventilüberschneidung noch nicht sehr bedeutend.

Beim 2-Takt-Motor mit sehr großen Überschneidungsquerschnitten der Gaswechselsteuerorgane, ist deren Anordnung und konstruktive Gestaltung vor allem bei der heute durchweg üblichen Aufladung, sehr wichtig für die Optimierung des Spülluftanteils.

Insgesamt muss beim 2-Takt-Motor versucht werden, mit kleinen Spülluft-Massen einen guten Ladungswechsel zu erzielen, damit die am Ende im Zylinder verbleibende Abgas-Restmasse m_R möglichst klein bleibt.

Die Abgasmasse m_R und die pro Zyklus im Zylinder verbleibende Frischladungsmasse m_{Fr} bilden damit die zu Beginn der Verdichtung im Zylinder befindliche Zylinderladungsmasse m .

$$m = m_{Fr} + m_R$$

Die pro Arbeitsspiel in den Abgasstrang strömende Abgasmasse m_A beinhaltet die in der Überschneidungsphase direkt in den Auslasstrakt gespülte Spülmasse m_{Sp} und ist beim gemischansaugenden Ottomotor mit der einströmenden Frischladungsmasse m_E identisch; beim luftansaugenden Dieselmotor ist m_A um die pro Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmasse m_{Kr} größer als m_E .

Alle bisher definierten Größen sind voneinander abhängig und beschreiben den Ladungswechsel bzw. dessen Güte. Für die folgenden Überlegungen ist es allerdings zweckmäßig, eine dimensionslose Darstellung der Ladungswechsel-Kriterien zu wählen, wobei in Literatur und Norm (DIN 1940) folgende Größen Verwendung finden:

Der Liefergrad λ_l

Er kennzeichnet den Erfolg des Ladungswechsels und wird als das Verhältnis der nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder verbleibenden, frisch eingeströmten Ladungsmasse m_{Fr} zu jener theoretischen Ladungsmasse m_{th} definiert, die, bezogen auf den Außenzustand (p_0 , T_0) bei vollkommener Füllung des Hubvolumens in den Zylinder einströmen würde. Es gilt damit:

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{p_0 * V_h}$$

Bei aufgeladenen Motoren wird der Liefergrad sinnvollerweise auf den Zustand vor Einlassventil (p_E , T_E) bezogen, da ja p_E und p_0 je nach Aufladegrad stark voneinander abweichen. Er wird dann wie folgt definiert:

$$\lambda_{l,E} = \frac{m_{Fr}}{p_E * V_h}$$

Der Luftaufwand λ_a

Man versteht darunter das Verhältnis aus gesamter, pro Zyklus geförderter Frischladungsmasse m_E zur maximal möglichen Ladungsmasse m_{theor} gemäß:

$$\lambda_a = \frac{m_E}{p_0 * V_h}$$

oder, bezogen auf den Zustand vor Einlassventil:

$$\lambda_{a,E} = \frac{m_E}{p_E * V_h}$$

Der Spülgrad λ_s

Er ist ein Maß für die Reinheit der Ladung und definiert durch die auf die gesamte Zylinderladung m bezogene Frischladungsmasse m_{Fr} gemäß:

$$\lambda_s = \frac{m_{Fr}}{m} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_R}$$

Der Fanggrad λ_z

Er gibt jenen Anteil an, der von der gesamten angesaugten Frischladungsmasse m_E tatsächlich im Zylinder verbleibt, was bedeutet:

$$\lambda_z = \frac{m_{Fr}}{m_E} = \frac{m_{Fr}}{m_{Fr} + m_{SP}}$$

Wie unschwer zu erkennen, besteht zwischen den Größen Liefergrad, Luftaufwand und Fanggrad folgender Zusammenhang:

$$\lambda_z = \frac{\lambda_l}{\lambda_a} = \frac{\lambda_{l,E}}{\lambda_{a,E}}$$

2.2.4 Berechnung der Laderleistung

Im Folgenden werden die Grundkenntnisse über die thermodynamischen Abläufe im Verbrennungsmotor vorausgesetzt und nur auf die für die Aufladung selbst wesentlichen Dinge eingegangen. Dazu soll zuerst allgemein die Zustandsänderung bei einer Verdichtung der Verbrennungsluft durch einen Verdichter betrachtet werden. In den Bildern 2.1 und 2.2 sind verschiedene Zustandsänderungen der Verdichtung dargestellt.

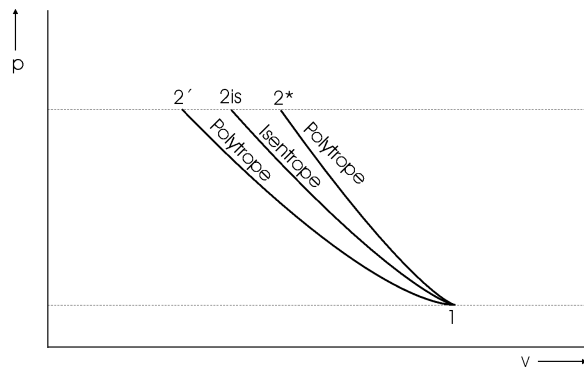


Bild 2.1 p-v-Diagramm des Verdichtungs Vorganges

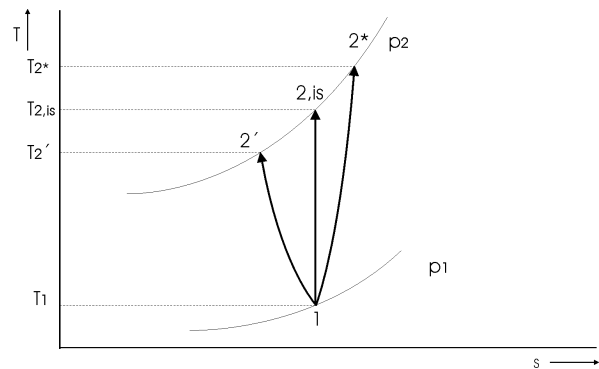


Bild 2.2 T-s-Diagramm des Verdichtungs Vorganges

Bei der isentropen Verdichtung 1→2 besteht der bekannte Zusammenhang

$$\frac{T_{2,is}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

$$T_{2,is} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$$

Reale Verdichtungs Vorgänge werden mit polytropen Zustandsänderungen dargestellt. Für diese kann $n < \kappa$ oder $n > \kappa$ gelten.

$n < \kappa$

Der Wandwärmeverlust ist größer als die Zunahme der inneren Energie U (z.B. Kolbenverdichter für Luft mit $n \approx 1,3$). Die Endtemperatur T_2' liegt unter der theoretischen, isentropen Verdichtungsendtemperatur $T_{2, is}$.

$n > \kappa$

Hier ist die Zunahme der inneren Energie größer als der Wandwärmeverlust. Dieser Fall tritt bei Abgasturboladern ($n \approx 1,5$) auf. Somit ist die Temperatur T_2^* größer als die theoretische, isentrope Endtemperatur $T_{2, is}$. Somit gilt für den isentropen Verdichtereffizienzgrad:

$$\eta_{is_v} = \frac{T_{2, is} - T_1}{T_2^* - T_1}$$

Daraus ergibt sich zusammenfassend für die reale Verdichtereffizienz:

$$T_2^* = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{is_v}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right]$$

Auf den Aufladeprozess bezogen, ist $T_2^* = T_E$ (Temperatur der Ladungsmasse vor Einlassventil), wenn ohne Ladeluftkühler aufgeladen wird. Das Druckverhältnis p_2 / p_1 , das Verhältnis von Anfangs- zu Enddruck der Vorverdichtung, wird als Ladedruckverhältnis π bezeichnet. Die aufzubringende Verdichtungsarbeit für 1kg Luft, auch isentrope Förderhöhe genannt, ergibt sich aus den bekannten thermodynamischen Beziehungen:

$$\begin{aligned} w_{t_{1,2}} &= \kappa * w_{v_{1,2}} \\ w_{v_{1,2}} &= \frac{1}{\kappa - 1} * R * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \\ w_{t_{1,2}} &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} * R * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \end{aligned}$$

und die notwendige Leistung zur Verdichtung der Ladungsmasse zu

$$P_V = \dot{m}_V * w_{isV} * \frac{1}{\eta_{isV}} * \frac{1}{\eta_{mV}}$$

$\dot{m}_V$	-	Massenstrom durch Verdichter
$w_{t_{1,2}} = w_{isV}$	-	spezifische isentrope Verdichterarbeit
η_{is_v}	-	innerer, isentroper Wirkungsgrad des Verdichters
$\eta_{m,v}$	-	mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters, häufig setzt man:
		$\eta_{is_v} * \eta_{m,v} = \eta_{es,v}$
$\eta_{es,v}$	-	effektiver isentroper Wirkungsgrad des Verdichters

2.2.5 Laderbauarten und -charakteristika

Es geht hier nicht um Konstruktionsbeschreibungen, sondern um mögliche Arten der Vorverdichtung bzw. die kennzeichnenden Eigenschaften von Ladern oder Verdichtern anhand derer später das Zusammenwirken mit dem Motor beurteilt werden kann. Dabei teilt man heute in zwei Hauptgruppen von Ladern ein:

- S Lader der **Verdränger-** Bauart, wie Hubkolben-, Rotationskolben- und Drehkolben-Lader und
- S der der **Strömungs-** Bauart, wie Radial- und Axial-Verdichter.

Über das Verhalten der genannten Lader-Bauarten gibt am besten ein Druck-Volumenstrom-Kennfeld $\pi/\dot{V}$ ($p_2/p_1/\dot{V}$), angereichert mit Linien konstanter Laderdrehzahl und konstanten isentropen bzw. effektiven, isentropen Wirkungsgrades $\eta_{es,V}$ Auskunft, denn, obwohl sich die verschiedenen Bauarten und Konstruktionsprinzipien auf das Aussehen dieses Kennfeldes naturgemäß stark auswirken, lassen sich die charakteristischen Merkmale von Verdrängungs- und Strömungsladern gut darstellen und miteinander vergleichen.

2.2.5.1 Lader nach der Verdrängerbauart

Der einfachste Vertreter dieser Bauart ist der Hubkolben-Verdichter, der allerdings heute nur 2-Takt-Motoren in Parallel- oder Reihenschaltung mit dem Abgasturbolader verwendet wird. Zur Herleitung des charakteristischen $\pi/\dot{V}$ -Diagramms sowie der sonstigen Charakteristika der beschriebenen Ladergruppe ist er aber sehr gut geeignet.

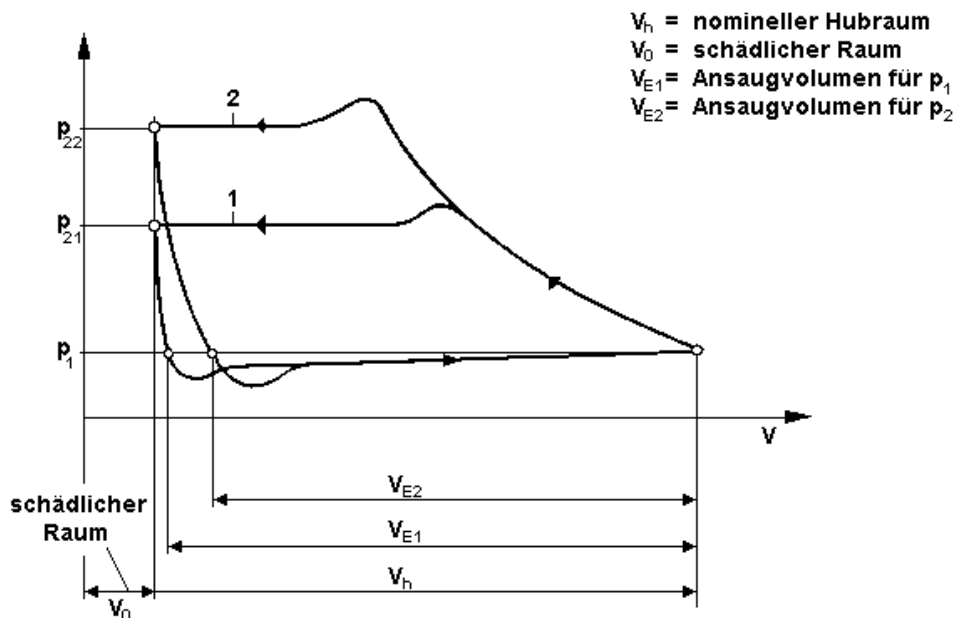


Bild 2.3: p-V-Diagramm eines Hubkolbenverdichters

Aus dem Bild 2.3 geht der Einfluss des schädlichen Raumes und die Höhe des gewünschten Entnahme-Druckwertes über den Rückexpansionseinfluss auf die realen

Ansaugvolumina und damit die Fördermenge klar hervor; d.h. der Liefergrad und damit die Fördermenge nehmen mit steigendem Entnahmedruck p_2 ab.

$$\lambda_v = \frac{V_E}{V_h} = f(\text{Entnahmedruck})$$

folglich $\dot{V} \sim V_h \cdot n \cdot \lambda_v$

Damit ergeben sich für alle Verdrängerlader im $\pi/\dot{V}$ -Kennfeld bei konstanter Drehzahl Linien, die mit zunehmendem Entnahmedruck p_2 einen abnehmenden Volumendurchsatz erkennen lassen und damit leicht nach links geneigt sind (siehe Bild 2.4).

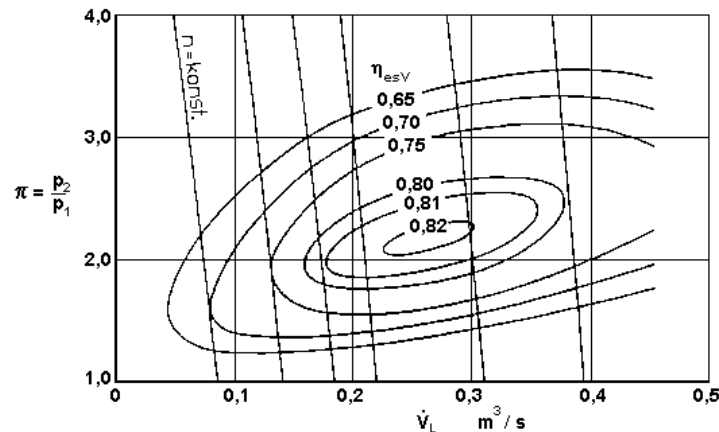


Bild 2.4: Druck-Volumenstrom-Kennfeld eines Verdrängerladers

Die Wirkungsgradlinien η_{is} bzw. η_{esV} hängen dabei stark von der Laderbauart ab. Die dargestellte Kennfeldcharakteristik gilt mit sehr großer Ähnlichkeit auch für die heute aus Bauraum- und Kostengründen überwiegend verwendeten Drehkolbenverdichterbauarten: Wankel, Roots oder Lysholm.

Darauf hingewiesen werden muss auch noch, dass alle Verdrängerlader, im Gegensatz zu Strömungsverdichtern, mehr oder weniger diskontinuierlich fördern und damit je nach dem Grad ihrer inneren Verdichtung Druckschwingungen in den Ladeluftleitungen verursachen, was zu ungleichen Zylinder-Füllgraden oder aber Geräuschproblemen an ausgeführten Motoren führen kann.

Die aus dem Kennfeld ersichtlichen Eigenschaften von Verdrängerladern lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Es gibt im Druck-/ Volumenstrom-Diagramm $\pi/\dot{V}$ kein instabiles Gebiet, d.h. der gesamte durch die Laderdimensionierung (V_h, n) gegebene Förderbereich ist nutzbar.
2. Das erreichbare Druckverhältnis ist unabhängig von der Laderdrehzahl. Es hängt aber entscheidend von den konstruktiven Gegebenheiten, wie schädlicher Raum, Dichtheit, Bauvolumen, Bauart usw. ab und erreicht heute Werte von $\pi = 1,8 - 2$.
3. Daraus resultieren relativ steile, d.h. mit steigendem Entnahmedruck leicht nach links geneigte Geraden für konstante Laderdrehzahlen.

4. Die erreichbaren Fördermengen sind in etwa proportional dem Laderbauvolumen.
5. Die Fördermenge ist bei konstant gehaltenem Druckverhältnis in etwa linear proportional der Laderdrehzahl.

2.2.5.2 Lader nach der Strömungsbauart

Der weitaus wichtigste Strömungslader für den Einsatz am Hubkolbenmotor ist der Radialverdichter, der seine Bezeichnung von der Austrittsrichtung des Fördermediums aus dem Verdichter-Laufrad herleitet; der Eintritt des Fördermediums geschieht axial. Da auf den Radialverdichter im Zusammenhang mit der Abgas-Turboaufladung und als Teil des Abgas-Turboladers später noch eingegangen werden wird, soll hier nur ganz kurz seine Funktion als Basis für die Kennfeld-Charakteristiken-Abschätzung behandelt werden.

- S In allen Strömungsverdichtern wird die physikalische Tatsache genutzt, dass in einer sich mit verzögerter Geschwindigkeit bewegendem Fluidsäule der Druck ansteigt (Diffusor) und zwar entsprechend der Bernoulli'schen Gleichung:

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

- S Damit wird klar, dass beim Strömungsverdichter, genau wie beim Diffusor, die Gefahr eines Strömungsabrisses gegeben ist.
- S Ebenso wird einsichtig, dass in einer Verdichterstufe nur ein begrenztes Druckverhältnis realisierbar sein kann.
- S In dieser Tatsache liegt auch begründet, dass der Radialverdichter heute als Verdichter bei Abgasturboladern absolut dominiert, weil er zusätzlich zum "Diffusor"-Effekt eine weitere Druckerhöhung in der Stufe durch ein sich bei radialer Durchströmung des Verdichterrades änderndes "Fliehkraftfeld" realisiert und somit die höchsten Stufen-Druckverhältnisse ermöglicht.

Aus all diesen Feststellungen wird klar, dass sich bei Strömungsverdichtern ein völlig anderes $\pi/\dot{V}$ -Kennfeld ergeben wird als bei Verdränger-Ladern.

Alle Strömungslader fördern kontinuierlich!

Damit lassen sich die Kennfeldeigenschaften von Strömungsladern wie folgt darlegen:

1. Es gibt ein instabiles Gebiet im Förderkennfeld, das sich im Bereich kleiner Durchsätze befinden wird und sich zu höheren Druckverhältnissen hin ausweiten dürfte. Das erreichbare Druckverhältnis hängt damit auch von der Fördermenge ab.
Die Grenzlinie von stabiler und instabiler Förderung wird "Pumpgrenze" genannt.
2. Das erreichbare Druckverhältnis ist proportional der Drehzahl und damit durch die maximal mögliche Laderdrehzahl bzw. die durch die mechanische Festigkeit des Laufrades gegebene maximale Umfangsgeschwindigkeit begrenzt sein.

3. Die Kennlinien konstanter Laderdrehzahl werden in einem weiten Bereich, trotz unterschiedlicher Fördermenge, das gleiche Druckverhältnis erreichen, also waagrecht verlaufen. Erst mit weiter steigendem Durchsatz wird, infolge Fehlanströmung von Laufrad- und ggf. Diffusorbeschaufelung, das erreichbare Druckverhältnis abnehmen, d.h. die Kennlinien fallen immer steiler auf einen Maximal-Durchsatzwert ohne Druckerhöhung, die sog. Stopfgrenze des Verdichters hin ab (siehe Bild 2.5).

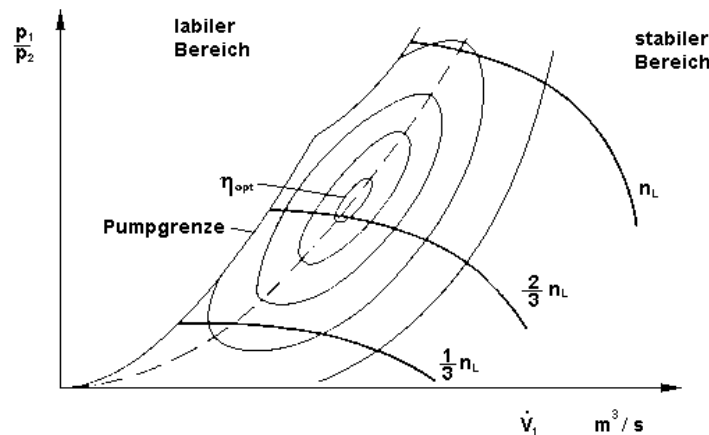


Bild 2.5: Druck-Volumenstrom-Kennfeld eines Strömungsverdichters

Wichtig bleibt dabei die Tatsache, dass beim Strömungsverdichter, im Gegensatz zum Verdrängerlader, eine Druckerhöhung immer mit einer Drehzahlsteigerung verbunden sein muss und das maximale Druckverhältnis immer bei Maximaldrehzahl des Verdichters erreicht wird.

$$p_2 = p_1 + \frac{\rho_m}{2} (w_1^2 - w_2^2)$$

Das heißt in der Praxis:

$$w_2 \geq w_1 \quad \rightarrow \text{beschleunigte Strömung} \quad \rightarrow p_2 \leq p_1;$$

$$w_2 \leq w_1 \quad \rightarrow \text{verzögerte Strömung} \quad \rightarrow p_2 \geq p_1;$$

Damit sind die wesentlichen Merkmale von Verdrängerladern und Strömungsverdichtern so charakterisiert, dass nunmehr im nächsten Kapitel das Zusammenwirken mit einer Hubkolben-Verbrennungskraftmaschine betrachtet werden kann.

2.3 Zusammenwirken von Lader und Verbrennungsmotor

2.3.1 Das Druck-Volumenstrom-Kennfeld von Verbrennungsmotoren

Ein Fahrzeugmotor wird im Allgemeinen nicht nur im "Nenn"-Punkt (Punkt mit maximaler Leistung), sondern in einem weiten Last- und Drehzahlbereich gefahren. Bei einem aufgeladenen Motor interessiert insbesondere die Änderung des Momentes und des Luftdurchsatzes in Abhängigkeit der Drehzahl. Hierfür muss man das Motor-Schluckverhalten und das Verdichterkennfeld betrachten.

Alle Betrachtungen werden hier am Beispiel eines 4-Takt-Dieselmotors durchgeführt. Es ergeben sich jedoch keine wesentlichen Unterschiede zum Ottomotor.

Motorschluckkennlinie

Die durch den Motor strömende Masse kann wie folgt ermittelt werden:

$$\dot{m}_M = n * z * \frac{1}{T_z} * (V_h * \rho_E * \lambda_L + m_{Sp})$$

m_{Sp} = Spülmasse

$$\lambda_L \approx \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} * \frac{T_2}{313 + 0,83 * t_2}$$

T_2 Temperatur vor dem Einlassventil in K
 t_2 Temperatur vor dem Einlassventil in °C

Zugeschnittene Größen-
gleichung nach /4/

Der Viertaktmotor ist während der Ladungsphase ein Verdrängerlader. Das Schluckverhalten des Motors zeigt gegenüber dem Verdrängungslader ein gegensätzliches Verhalten, d.h. der Volumenstrom wird, da mit dem „Vorverdichtungsdruck- Ladedruck“ p_2 angesaugt wird, mit steigendem Aufladedruck größer. Die Schlucklinien mit konstanter Drehzahl sind deshalb im Kennfeld nach rechts geneigt (Bild 2.6).

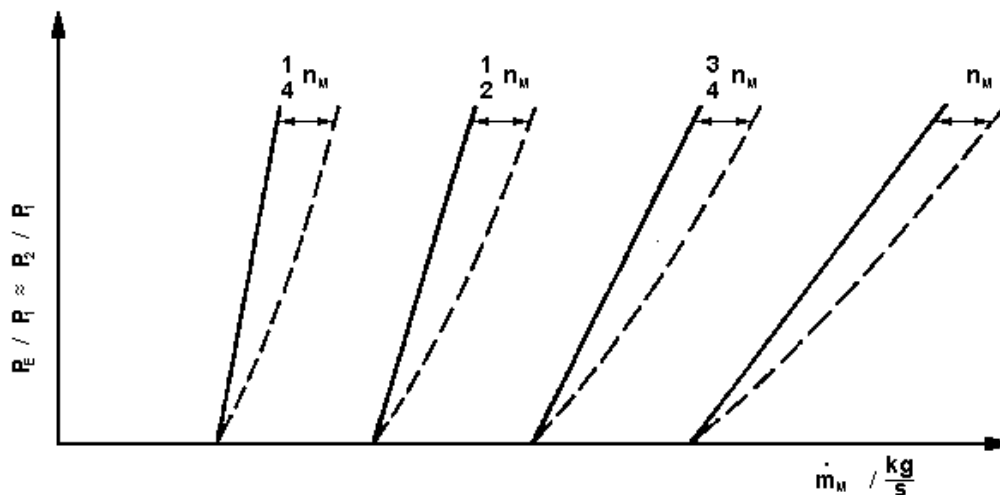


Bild 2.6: Motorschlucklinien eines 4-Taktmotor mit (---) und ohne Ventilüberschneidung (—)

Die waagerechte Differenz zwischen der gestrichelten und der durchgezogenen Schlucklinie ist die Spülmasse. Die Spülmasse selbst ist von der Ventilüberschneidung (Nockenwellenauslegung) und vom Druckverhältnis abhängig.

2.3.2 Einfluss der Ladeluftkühlung

Die Verdichtung der Ansaugluft geschieht in jedem Verdichter, unabhängig von der Bauart, in Verbindung mit einer Temperaturerhöhung, die im wesentlichen vom gewünschten Druckverhältnis, also dem Aufladegrad, und vom Verdichterwirkungsgrad abhängt.

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_{isV}} \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \right]$$

Diese Temperaturerhöhung vermindert bei gleichem Ladedruck die einströmende Frischladung entsprechend der dadurch bedingten Dichteänderung der Ladung und führt darüber hinaus zu erhöhten Prozesstemperaturen mit allen damit verbundenen Nachteilen.

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R * T_2}$$

Zur Darstellung der Wirksamkeit der Ladeluftkühlung wird ein Motor (ideal) mit folgenden Parametern betrieben:

Ansaugdruck $p_1 = 1 \text{ bar}$; Ansaugtemperatur $T_1 = 293 \text{ K}$ (20°C)

Aufladedruckverhältnis: $\pi = \frac{p_2}{p_1} = 2,5$; $\eta_{isV} = 0,85$

Es folgt für die Aufladeendtemperatur:

$$T_2 = 293 \text{ K} * \left[1 + \frac{1}{0,85} * \left(2,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) \right]$$

$$T_2 = 396 \text{ K}$$

In der folgenden Gegenüberstellung wird das Verbrennungsluftverhältnis konstant gehalten, d. h. die Kraftstoffmasse und damit die Leistung ergibt sich entsprechend der Ladungsmasse wie folgt:

Ein Saugmotor

hat mit den gewählten Parametern ($p_2 = p_1 = 1 \text{ bar}$) und $T_1 = 293 \text{ K}$ die Dichte

$$\rho_L = \frac{1 * 10^5}{287 * 293} = 1,19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \triangleq 100 \%$$

Die aufgeladenen Motoren

ohne Ladeluftkühlung erreichen eine Luftdichte

$$\rho_L = \frac{2,5 * 10^5}{287 * 396} = 2,19 \triangleq 184 \%$$

gegenüber dem Saugmotor und

mit Ladeluftkühlung (Rückkühlung auf 40°C)

$$\rho_L = \frac{2,5 * 10^5}{287 * 313} = 2,78 \triangleq 234 \%$$

Man erkennt an diesem Beispiel die enorme Wirkung der Ladeluftkühlung, wird doch bei konstant gehaltenem Druckverhältnis eine Dichtesteigerung von 234% / 184%, d.h. eine Steigerung von 27% verbunden mit einer um ca. 80 °C abgesenkten Prozess-Starttemperatur erreicht. Die Ladeluftkühlung bringt damit zusammengefasst folgende Vorteile :

1. Eine weitere Leistungssteigerung aufgeladener Motoren bei konstantem Druckverhältnis (Verdichterleistung) entsprechend der höheren Ladungsdichte.
2. Eine niedrigere Ladungstemperatur am Prozessbeginn mit niedrigeren Prozesstemperaturen und daraus resultierender niedriger thermischer Bauteilbelastung.
3. Eine abgesenkte NO_x-Emission infolge der niedrigeren Prozessstarttemperaturen.
4. Eine entscheidende Verbesserung im Klopfverhalten aufgeladener Ottomotoren; erst mit Ladeluftkühlung sind Ottomotoren im Kraftstoffverbrauch akzeptabel

2.3.3 Betriebskennlinie am Beispiel der mechanischen Aufladung

Bei der mechanischen Aufladung ist jeder Motordrehzahl eine feste Laderdrehzahl (Übersetzungsverhältnis) zugeordnet. Somit liegen die Betriebspunkte (Schnittpunkte beider Kennlinien) fest. Im Bild 2.7 sind die Verdichterkennlinien eines Rootsgebläses mit den Motorschlucklinien eingetragen.

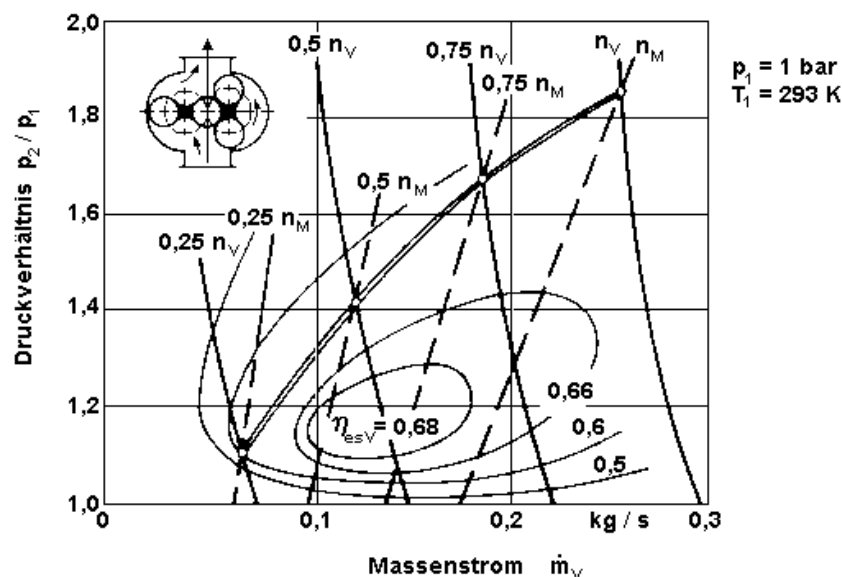


Bild 2.7: Betriebskennlinien eines mechanisch aufgeladenen 4-Takt-Dieselmotors mit Rootsverdichter

Man erkennt, dass mit abnehmender Drehzahl der Ladedruck stark abfällt. Dadurch sinkt der mittlere effektive Druck ebenfalls stark ab. Der Motor hat eine ungünstige Drehmomentencharakteristik.

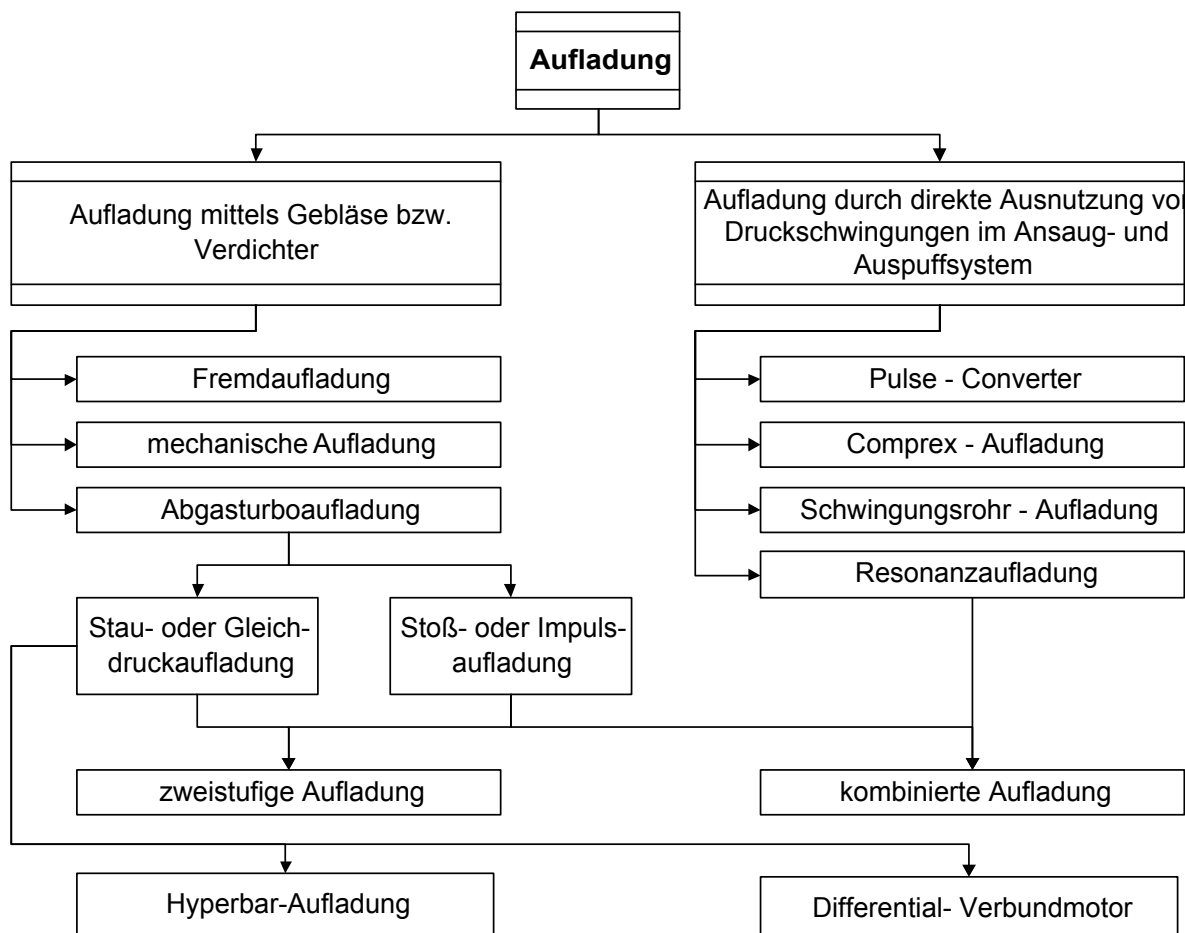
Die schleifenden Schnitte zwischen Motor- und Laderkennlinien weisen außerdem noch darauf hin, dass der Ladedruck sich bei geringen Änderungen am Verdichter (z.B. Schmutz) sehr stark ändert. Dadurch ergibt sich ebenfalls ein ungünstiges Betriebsverhalten. Um dem entgegenzuwirken, werden vom Verdichter hohe Ladedrücke auch bei kleinen Durchsätzen, d. h. möglichst steile Drehzahlkurven gefordert. Bei Roots-

gebläsen hängt die Steilheit dieser Linien bei niedrigen Drehzahlen in erster Linie von den Leckageverlusten im Lader ab. Durch technologisch aufwendige Beschichtungsmaßnahmen an den Drehkolben können die schädlichen Spalte verringert und damit die Liefercharakteristik verbessert werden.

2.4 Aufladeverfahren

Die bekannten Aufladeverfahren sind in Tabelle 2.1 zusammenfassend dargestellt. Die Verfahren zeigen, dass verschiedene physikalische und strömungstechnische Gesetzmäßigkeiten für die Aufladung von Verbrennungsmotoren genutzt werden. Einmal werden gasdynamische Effekte der Druckwellen in Ansaug- und Abgasleitungen genutzt (Schwingsaugrohr- Aufladung, Resonanzaufladung) oder es werden mechanische Vorverdichter, ob Verdrängungs- oder Strömungslader mit direkter Kopplung zum Motor, und ATL- Gehäuse mit Abgasturbine, die die Energie der Abgase nutzen, in Verbindung mit Strömungsverdichtern genutzt. Kombinationen untereinander sind möglich.

Tabelle 2.1: Zusammenfassung bekannter Aufladeverfahren /1/



2.4.1 Die Nutzung gasdynamischer Effekte

Bei dieser Art der Vorverdichtung wird die Dynamik der Druckwellen in Saug- und Abgasleitungen schnelllaufender Motoren ausgenutzt. Es handelt sich hierbei um eine dynamische Druckerhöhung im Ansaugsystem ohne Einsatz eines Verdichters.

- Schwingrohr - Aufladung

Durch das periodische Öffnen von Ein- und Auslassventilen eines Hubkolbenmotors werden in den Ansaug- und Auspuffleitungen Schwingungen der entsprechenden Gassäulen angeregt, die je nach Phasenlage und Frequenz drehzahlabhängig vom Umgebungsdruck deutlich abweichende Leitungsdrücke an den Ventilen ergeben.

Bei jedem Öffnen des Ein- bzw. Auslassventils läuft eine Unter- bzw. Überdruckwelle in das entsprechende Rohrsystem und wird an dessen offenem Ende (Sammelrohr bzw. Schalldämpfer) als Über- bzw. Unterdruckwelle reflektiert. Stimmt man nun die Längen von Saugrohr und Auspuffrohren entsprechend ab, kommt kurz vor "Einlass schließt" eine Überdruckwelle am Einlassventil an, die den Druck im Brennraum erhöht. Entsprechend kurz nach "Einlass öffnet" und vor "Auslass schließt", also in der sog. Ventilüberschneidungsphase erreicht eine entsprechende Unterdruckwelle das Auslassventil und sorgt damit für ein "positives Spülgefälle" zum Saugrohr mit entsprechender Verbesserung der Brennraumdurchspülung bzw. einer besseren Restgasentfernung. Physikalisch wird dabei die Saugarbeit des Kolbens in Verdichtungsarbeit umgewandelt. Beide Effekte kombiniert werden vorzugsweise bei Sport- und Rennmotoren angewandt, weil dort die notwendigen Wellenlaufzeiten infolge der sehr hohen Drehzahlen kurz werden und damit auch die notwendigen Rohrlängen.

Bei Fahrzeugmotoren werden die Effekte durch die Schaltsaugrohre, die mit unterschiedlichen Reflexionslängen (Ansaugrohrängen) arbeiten, genutzt. Im unteren Drehzahlbereich wird somit der Liefergrad angehoben und somit der Drehmomentverlauf verbessert. Technisch werden zwei- und dreistufige Schaltsaugrohre ausgeführt. Bei der Nutzung gasdynamischer Effekte erhöht sich die Saugarbeit des Kolbens, wodurch der Kraftstoffverbrauch negativ beeinflusst wird.

- Resonanzaufladung

Bei der Resonanzaufladung wird ein schwingfähiges Behälter-Rohr-System (Helmholtz-Resonator) saugseitig an mehrere Zylinder angeschlossen und so ausgelegt, dass die Saugzyklen-Perioden dieser Zylinder mit der Eigenfrequenz des Behälter-Rohr-Systems übereinstimmen. Auch damit erreicht man bei der Resonanzdrehzahl bzw. in diesem Drehzahlbereich eine Aufladung. Der Nachteil dieser Anordnung ist, dass sie nicht schaltbar ausgeführt werden kann.

2.4.2 Die mechanische Aufladung

Falls der Vorverdichter, ob Verdränger- oder Strömungslader, direkt vom Motor angetrieben wird - wobei bei Verdrängerladern im Regelfall ein starres Übersetzungsverhältnis als ausreichend angesehen werden kann, während bei Strömungsverdichtern heute ein variables Übersetzungsverhältnis als notwendig erachtet wird - spricht man von einer mechanischen Aufladung.

Für die Grundsatzbetrachtungen bei beiden Aufladeverfahren starre Übersetzungsverhältnisse vorausgesetzt, ergeben sich für den Verdrängerlader meist über der Drehzahl leicht linear ansteigende Druckverhältnisse, während sich beim starr gekoppelten Strömungslader parabolische, einer Drossellinie ähnliche Druckverhältnis-Verläufe einstellen (siehe Bild 2.8).

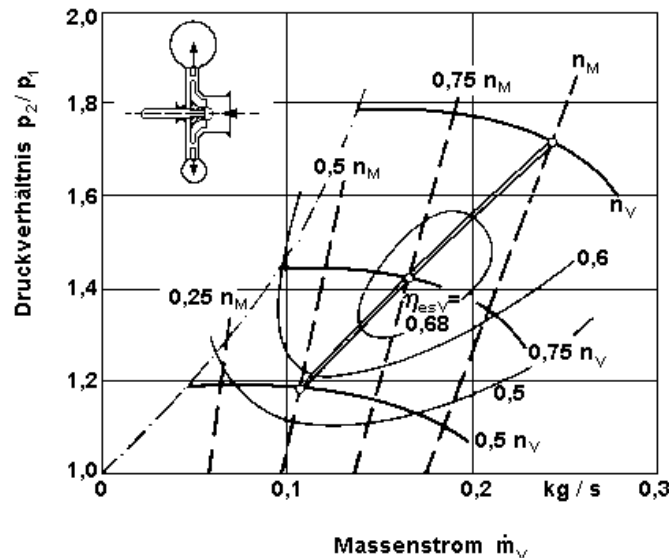


Bild 2.8: Betriebskennlinien eines mechanisch aufgeladenen 4-Takt-Dieselmotors mit Kreisellverdichter

Es muss dann, je nach Einsatzfall die Übersetzung so gewählt werden, dass entweder die gewünschte Leistung erreicht oder bestimmte Drehmomentwerte bei niedriger Drehzahl dargestellt werden können.

Je nach Anwendungsfall kann man folgende Zusammenhänge zwischen Motordrehmoment M_d und Motordrehzahl n_M herstellen:

- S Konstantdrehzahlbetrieb $n_M = \text{konst.}$ $M_d = \text{veränderlich}$
z.B. Generatorbetrieb
Verdrängerlader und Strömungslader mit starrer Drehzahlkopplung sind geeignet; der Strömungslader ist optimal anpassbar.
- S Propellerbetrieb $M_d \sim n_M^2$
z.B. Schiffsbetrieb
• Für diesen Betriebsfall ist - Beschleunigungsprobleme ausgeklammert - der Strömungslader in starrer Kopplung mit der Lastlinie identischer Druckcharakteristik ideal.
- S Fahrzeugbetrieb $n_M = \text{veränderlich}$ $M_d = \text{veränderlich}$
z.B. Straßen- und Schienenfahrzeuge
• Bei dieser Betriebsart gibt, in starrer Kopplung, nur der Verdrängerlader akzeptable Leistungs- und Drehmomenten-Werte.
• Strömungslader können nur mit variabler Übersetzung (CVT, stufenloses Getriebe) die gewünschten Werte erreichen.

Generell kann man für die mechanische Aufladung feststellen:

- S Mit kleiner werdender Drehzahl fallen Mitteldruck und Drehmoment ab. Mit Hilfe eines entsprechenden Aufwandes kann die Liefercharakteristik von Verdichtern bei kleinen Drehzahlen jedoch verbessert und damit dem Drehmomentabfall entgegengewirkt werden.
- S Mechanisch aufgeladene Motoren weisen gegenüber Motoren mit Abgasturboaufladung ein gleichmäßig schnelles Ansprechverhalten bei allen Drehzahlen auf. Das gilt insbesondere für das Beschleunigen aus dem Schubbetrieb.
- S Bei Volllast ist keine Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades zu erreichen, da ein Teil der mechanischen Leistung zum Antrieb des Verdichters benötigt wird.
- S Im Teillastbereich ist der mechanisch aufgeladene Motor eine verbrauchsgünstige Lösung, wenn der Lader dabei abgeschaltet oder umgangen wird.

2.4.3 Die Abgasturboaufladung

Hier wird heute ausschließlich durch Kopplung eines Strömungsverdichters mit einer Strömungsturbine auf gleicher Welle und Beaufschlagung dieser Turbine mit Motorabgas mittels eben dieser Abgasenergie ohne mechanische Verbindung zum Motor Ladedruck erzeugt. Es handelt sich somit um eine thermodynamische Kopplung, d.h. der "Turbolader" läuft frei und die Laderdrehzahl stellt sich nach dem jeweiligen Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter (P_V) und Turbine (P_T) ein. Damit unterliegt auch der erreichbare Ladedruck diesen Gleichgewichtsbedingungen.

$$P_V = P_T$$

Bei der Abgasturboaufladung wird die Abgasenergie (P_T - Energieinhalt des Abgasmassenstromes) für den Antrieb des Verdichters (P_V) - Laders - und nicht die mechanische Energie des Motors genutzt. Die thermodynamischen Zusammenhänge werden später behandelt. Vorab aber sollen einige generelle, im Druck- Massenstrom- Kennfeld erkennbare Eigenschaften des Turboladers betrachtet werden.

- S Die Laderdrehzahl und damit der Ladedruck ist nicht der Motordrehzahl zugeordnet. Sie nimmt mit steigender Turbinenleistung, also mit steigendem Luftdurchsatz und steigender Abgastemperatur (Energieangebot für die Turbine) zu.
- S Eine Ladedruckänderung kann beim Abgasturbolader nur durch eine Änderung der Laderdrehzahl erreicht werden. Das bedeutet, dass bei jeder Anhebung des Ladedruckes der Lader mit zusätzlicher Leistungsentnahme aus der Turbine beschleunigt werden muss.

Je nach Nutzung der Abgasenergie in der Turbine wird unterschieden in:

- S Stauaufladung (Druckenergie/ Abgassammelbehälter vor der Turbine)
- S Stoßaufladung (zusätzliche Ausnutzung der kinetischen Energie der Abgase, direkte Leitungen zur Turbine)

2.4.4 Thermodynamik der Aufladung

2.4.4.1 Energiebilanz des Arbeitsprozesses aufgeladener Motoren

Es wird hier nicht auf den eigentlichen Hochdruckarbeitsprozess des Hubkolbenverbrennungsmotors eingegangen, sondern nur auf die aufladetechnisch relevanten Probleme des Ladungswechsels sowie der Abgasenergienutzung zur Ladungsvorverdichtung.

Die mechanische Aufladung

Betrachtet man das p-V-Diagramm, Bild 2.9, eines mechanisch aufgeladenen vollkommenen Motors, so erkennt man drei wesentliche Dinge:

- S Kreisprozessbedingt ist der Druck im Zylinder eines aufgeladenen 4-Takt-Motors am Ende des Expansions-Arbeitshubes (5) weit höher als der Umgebungsdruck p_1 (6, 7). Dieser höhere Druck kann aber wegen des geometrisch bedingten Endes der Expansion im Zylinder selbst nicht mehr weiter in Arbeit umgesetzt werden. Man muss ihn also anderweitig zu nutzen versuchen
- S Der Gaswechsel selbst trägt, da ja der Ladedruck höher als der Umgebungsdruck ist, positiv zur Arbeit des Motors bei. Ohne Wirkungsgradkette würde diese Arbeit genau der Verdichtungsarbeit entsprechen (Ladungswechselschleife, 6-7-8-1).
- S Dafür muss allerdings die Verdichterarbeit vom Motor selbst aufgebracht werden.

Die pro kg Ladung aufzuwendende Verdichtungsarbeit errechnet sich zu:

$$w_V = \frac{1}{\kappa - 1} * R * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

und die gewonnene Ladungswechselarbeit zu:

$$w_{LW} = (p_2 - p_1) * (v_6 - v_7) ; \quad v_6 - v_7 = v_h$$

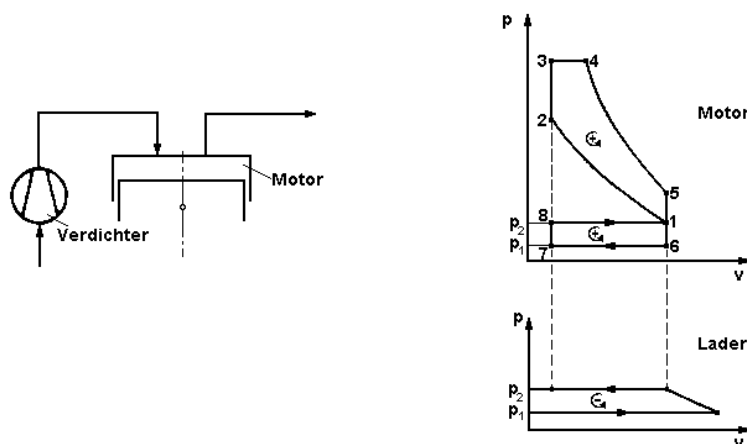


Bild 2.9: Schema der mechanischen Aufladung und die entsprechenden p,v-Diagramme

$$\Delta w_{LV} = \frac{1}{\kappa - 1} * R * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] - (p_2 - p_1) * V_h$$

Sie ist die Antwort auf die früher gestellten Fragen: "Macht die Abgasturboaufladung Sinn, bzw. was fangen wir mit der im Zylinder (Kompressionshub = Expansionshub, Druck am Ende des Expansionshubes höher als Umgebungsdruck) nicht mehr nutzbaren Abgasenergie an".

Beim Staubetrieb wird vor die Abgasturbine ein großer Sammelbehälter geschaltet, in dem die Abgase der einzelnen Zylinder auf einen nahezu konstanten Druck aufgestaut werden, der sich nur wenig vom Ladedruck unterscheidet. Das zwischen dem Druck im Zylinder und in der Abgasleitung beim Öffnen des Auslassventils vorhandene Druckgefälle geht hierbei durch Verwirbelung größtenteils verloren.

The schematic diagram on the left shows a pump-turbine system. A pump (left) takes water from a lower reservoir at pressure p_1, T_1 and pumps it to an upper reservoir at pressure p_4, T_4 . A turbine (right) takes water from the upper reservoir and returns it to the lower reservoir at pressure p_3, T_3 . The pressure at the pump outlet is p_2, T_2 . The flow direction is indicated by a curved arrow.

The three $p-v$ diagrams on the right show the thermodynamic processes for the Motor, Stauturbine, and Lader. The Motor diagram shows a cycle with points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 6', 7, 8, 9. The Stauturbine diagram shows a cycle with points 6', 7, 4, 3. The Lader diagram shows a cycle with points 1, 0, 2, 1. The pressure difference $\Delta p_s = p_2 - p_3$ is indicated as the spool loss (Spulgefälle).

30

Auslegungsbedingungen:

Die wichtigste Bedingung für die Auslegung Motor + Abgasturbolader ist eine ausgeglichene Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichter.

$$P_T = P_V$$

Diese Gleichung ist die "Freilaufbedingung", die wegen ihrer großen Bedeutung für die Auslegung eines Abgasturboladers auch die 1. Hauptgleichung der Abgasturboaufladung genannt wird.

$$P_V = \dot{m}_L * w_{isV} * \frac{1}{\eta_{isV}} * \frac{1}{\eta_{mV}} \quad (\text{siehe Abschn. 2.4})$$

Die Leistung der Turbine errechnet sich zu:

$$P_T = \dot{m}_A * w_{isT} * \eta_{isT} * \eta_{mT}$$

- w_{isT} - spezifische isentrope Turbinenarbeit
- η_{isT} - innerer, isentroper Wirkungsgrad der Turbine
- η_{mT} - mechanischer Turbinenwirkungsgrad
- $\dot{m}_A$ - Abgasmassenstrom

Unter Annahme gleicher Geschwindigkeit vor und hinter der Turbine sowie eines konstanten Isentropenexponenten κ_A kann man die spezifische isentrope Turbinenarbeit w_{isT} bestimmen.

$$w_{isT} = c_{pA} * T_3 * \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right]$$

Unter Berücksichtigung der Freilaufbedingung folgt:

$$\dot{m}_A * w_{isT} * \eta_{isT} * \eta_{mT} = \dot{m}_V * w_{isV} * \frac{1}{\eta_{isV} * \eta_{mV}}$$

und umgeformt:

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} * \eta_{isT} * \eta_{mT} * \eta_{mT} * \eta_{isV} * \eta_{mV} = \frac{w_{isV}}{w_{isT}}$$

Das Produkt der mechanischen Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter wird zu einem mechanischen Wirkungsgrad des Abgasturboladers zusammengefasst, weil eine Trennung in Turbinen- und Verdichteranteil nicht sinnvoll ist.

$$\eta_{mT} * \eta_{mV} = \eta_{mATL}$$

In der Praxis werden die mechanischen Verluste des gesamten ATL dem isentropen Turbinenwirkungsgrad (η_{isT}) zugeschlagen, so dass dieser übergeht in den Turbinenwirkungsgrad η_T :

$$\eta_T = \eta_{isT} * \eta_{mATL}$$

Die gesamte Wirkungsgradkette wird als Turboladerwirkungsgrad

$$\eta_{ATL} = \eta_{isV} * \eta_T$$

bezeichnet.

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} * \eta_{ATL} = \frac{c_{p_V} * T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}{c_{p_A} * T_3 * \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} \right]}$$

mit $c_p = \frac{\kappa}{\kappa-1} * R$ umgeformt nach dem Ladedruckverhältnis:

$$\pi_L = \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} * \frac{c_{p_A}}{c_{p_V}} * \frac{T_3}{T_1} * \eta_{ATL} * \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A-1}{\kappa_A}} \right] \right)$$

Aus der Freilaufbedingung lässt sich aus den abgeleiteten Gleichungen der Zusammenhang zwischen den Druckverhältnissen am Verdichter und der Turbine darstellen:

$$\frac{p_2}{p_1} = f \left(\frac{p_3}{p_4} ; \eta_{ATL} * \frac{T_3}{T_1} \right)$$

Die Praxis zeigt, dass das Produkt $\eta_{ATL} * \frac{T_3}{T_1}$ größer als 1 ... 1,2 (Büchi-Punkt) sein muss. Hierbei gilt natürlich immer ein positives Druckgefälle $p_2 > p_3$ darzustellen.

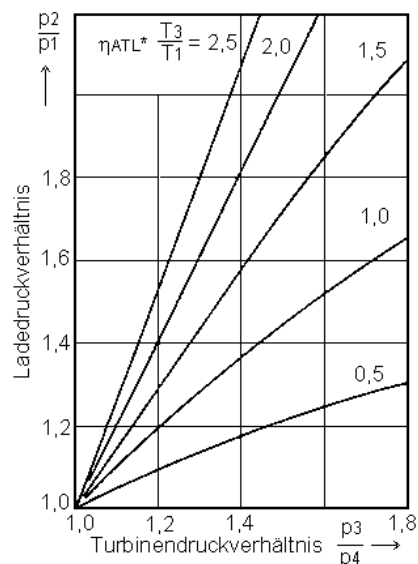


Bild 2.11: Leistungsbilanz am Abgasturbolader /2/

Diese Bedingung (Büchi-Punkt) ist für Dieselmotoren bei Teillast nicht erfüllbar, da mit steigendem Luftverhältnis λ_v die Turbineneintrittstemperatur T_3 abnimmt.

Stoßaufladung

Beim Stoßbetrieb versucht man einen möglichst großen Teil der beim Öffnen des Auslassventils im Zylinder vorhandenen Energie durch Druckwellen und als kinetische Energie an die Turbine heranzubringen. Zu diesem Zweck werden die Auspuffleitungen mit kleinen Durchmessern ausgeführt. Zwecks Erhöhung des Spülgefälles unterteilt man dieselben weiterhin so, dass nur solche Zylinder auf einen Leitungsstrang arbeiten, deren Zündabstand größer ist als die Öffnungszeit der Auslassventile. Des weiteren wird das Abgassystem derart abgestimmt, dass während der Ventilüberschneidung nach dem Zylinder ein Wellental zu liegen kommt, so dass eine intensive Spülung auch dann gewährleistet ist, wenn sich der mittlere Druck der Turbine nur wenig vom Ladedruck unterscheidet. Bei pulsierender Beaufschlagung und richtiger Ausführung des Auslasssystems ist die der Turbine dargebotene Energie größer als im Staubetrieb. Dem steht ein bei pulsierendem Betrieb geringerer Wirkungsgrad der Turbine gegenüber. Wenn dennoch die im Stoßbetrieb arbeitenden Turbolader bei Viertaktmotoren bessere Ergebnisse liefern als die im reinen Staubetrieb, so deshalb, weil die größere dargebotene Energie überwiegt.

Ein theoretischer Grenzfall des Stoßbetriebs ist der Auspuffbetrieb, bei dem man sich den gesamten Energieinhalt der Abgase beim Öffnen des Auslassventils bereits im Auslasskanal vollständig in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt vorstellt. Die hierbei gewinnbare Arbeit entspricht der Fläche 5, 6, 7 in Bild 2.12. Die Viertakt Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung arbeiten ausschließlich im Stoßbetrieb mit einem vom Grad der Ausnutzung der Stoßenergie im Abgassystem sowie dem Turboladerwirkungsgrad abhängigen mäßigen Aufstau der Abgase.

Sie wird deshalb überwiegend bei Motoren mit hohem Transientanteil im Lastkollektiv, d.h. besonders bei Fahrzeugmotoren angewandt.

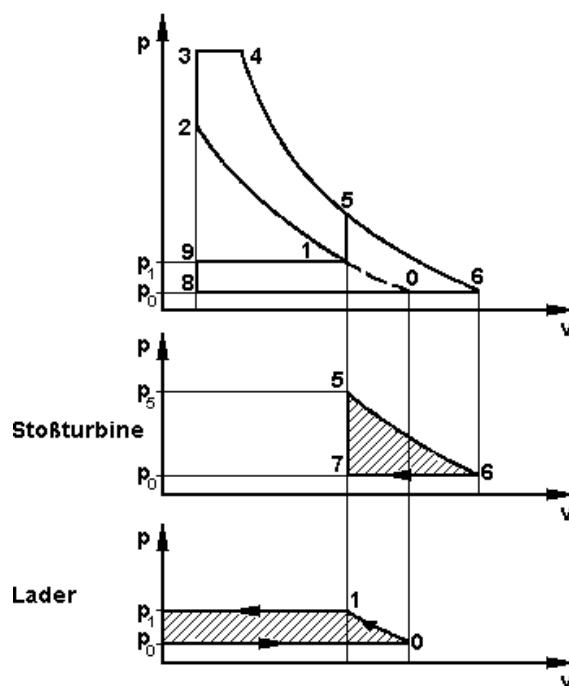


Bild 2.12: p,-v-Diagramme der Abgasturbo-Stoß- oder Impulsaufladung

Die Realisierung erfolgt über eine sinnvolle Zusammenführung (Zündfolge) der abgasführenden Leitungen zur Turbine. In der Praxis hat sich die Dreierstoßaufladung (Zusammenführung von 3 Abgassträngen) und die Zweierstoßaufladung (Zusammenführung von 2 Abgassträngen) bewährt.

S Dreierstoß-Aufladung

Vorteilhafte Bedingungen werden bei Viertakt-Motoren mit einem Zündabstand von $3 \cdot 240^\circ \text{KW}$ ($2 \cdot 120^\circ \text{KW}$) erreicht. Wie Bild 2.13 verdeutlicht, wird bei 3-Stoßaufladung ein Unterschwingen des Abgasdruckes p_A unter den Ladedruck p_L während der Ventilunterscheidungsphase erreicht, wodurch selbst dann noch eine Spülung des Zylinders stattfindet, wenn der mittlere Abgasdruck gleich hoch oder gar höher liegt als der Ladedruck. Dieses Aufladeverfahren ist aber nur bei bestimmten Zylinderzahlen realisierbar ($z = 3n$ (1, 2, ...)).

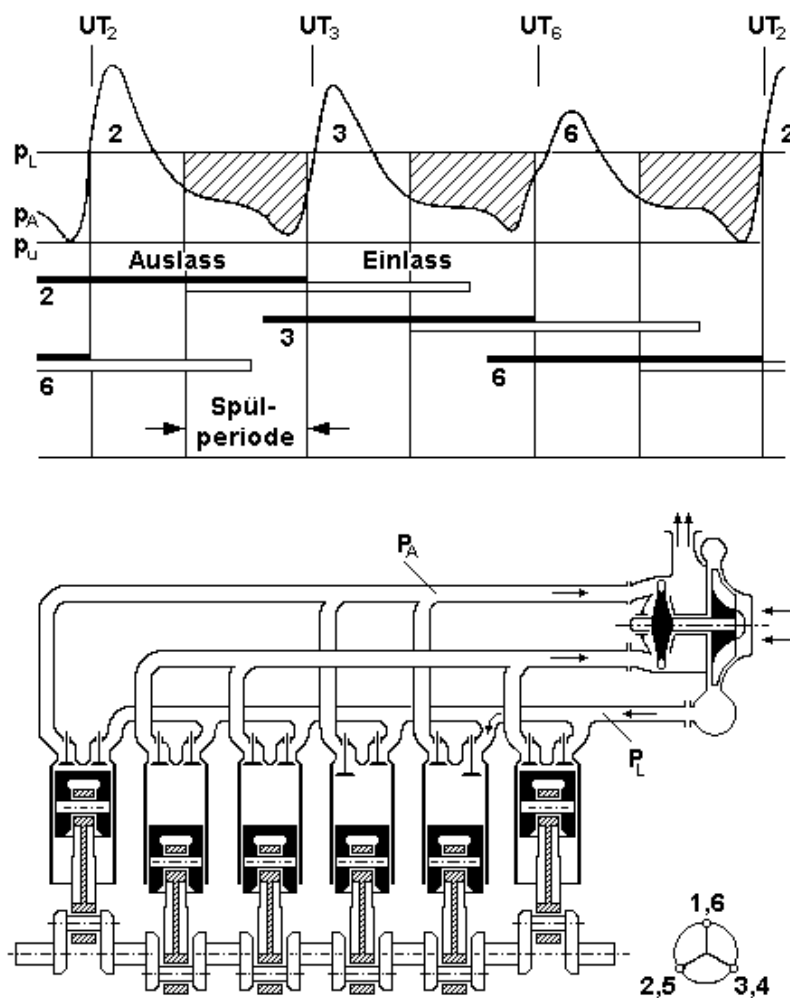


Bild 2.13: Abgasdruckverläufe und Abgasleitungsführung bei einem 6-Zylinder-Motor mit Stoßaufladung /3/

S Zweierstoß-Aufladung

Für andere Zylinderzahlen, sofern sie ganzzahlig durch 2 teilbar sind, kommt die symmetrische Zweierstoß-Aufladung in Betracht. Da der Zündabstand beim Viertakt-Motor nunmehr $2 \cdot 360^\circ/\text{KW}$ beträgt, fällt der Abgasgegendruck ab. Andererseits baut sich der einzelne ‚Abgasdruckberg‘ aber langsamer ab als beim Dreierstoß, weil der jedem Abgasleitungsstrang zugeordnete Turbinenteilquerschnitt das Abgas von nur zwei Zylindern aufzunehmen hat und somit kleiner ist als im Falle des Dreierstoßes (siehe Bild 2.14). Eine spülbehindernde Auswirkung der letztgenannten Erscheinung kann durch Späterlegen der Ventilüberschneidung begegnet werden.

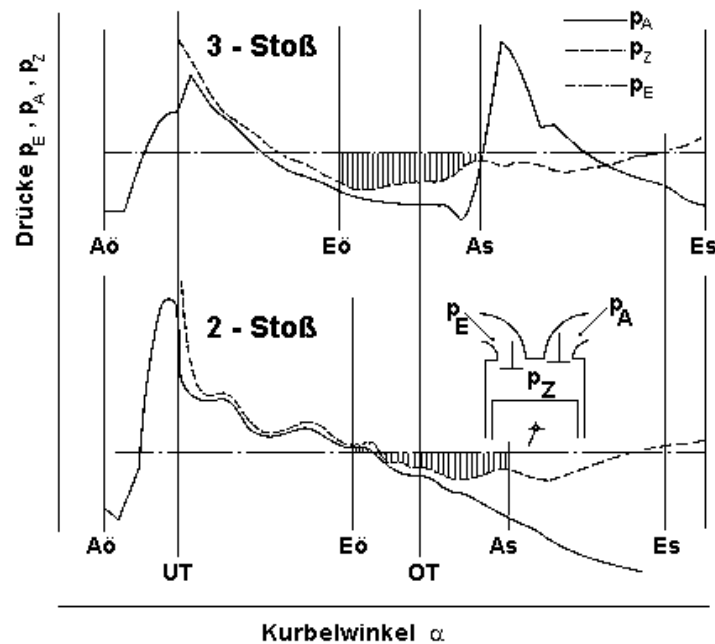


Bild 2.14: Ladungswechseldruckverläufe eines Mittelschnellläufers bei Dreierstoß- und symmetrischer Zweierstoßaufladung

S Kombinationen

Für Motoren mit 5 oder 7 Zylindern pro Reihe kann die Stoß-Aufladung nur durch Kombinationen realisiert werden (siehe Bild 2.15).

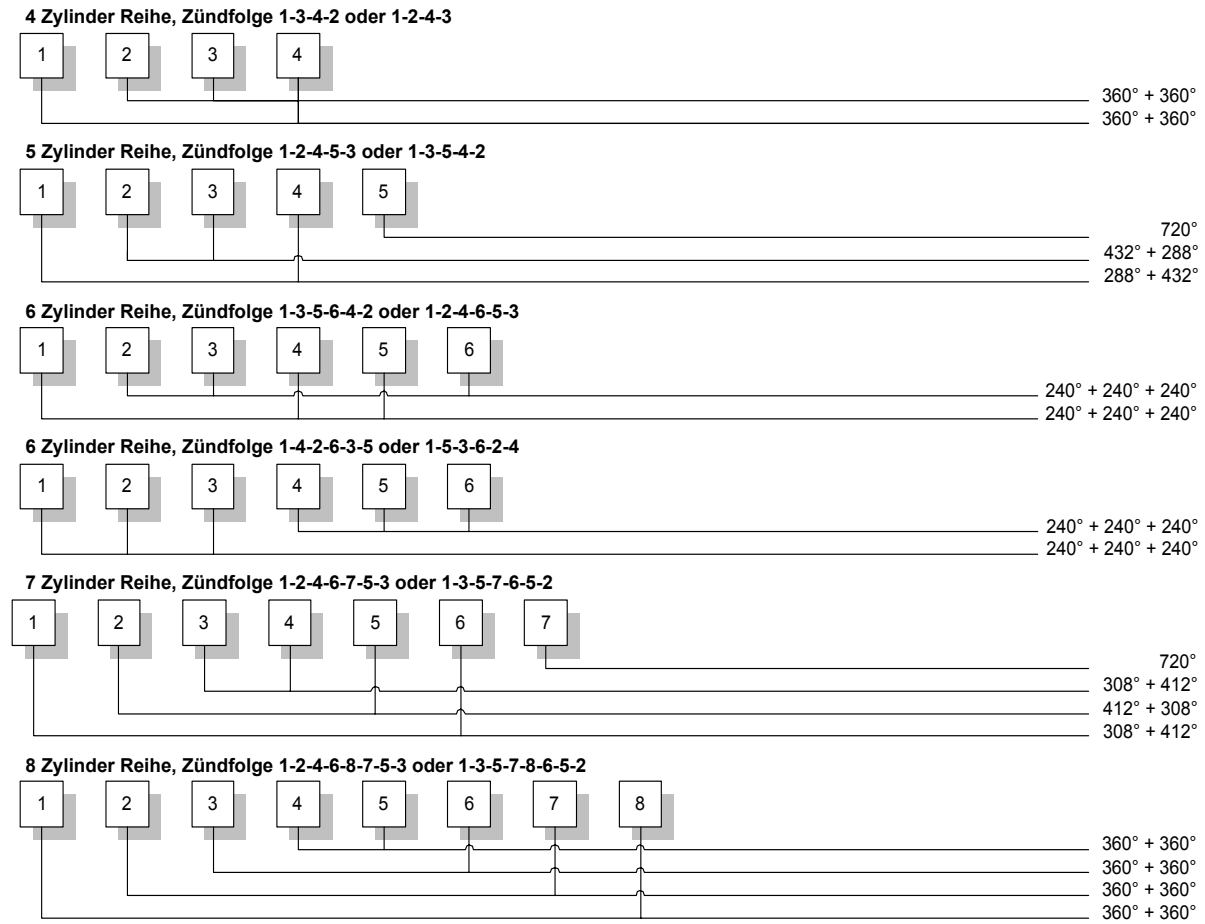


Bild 2.15: Beispiele für Leitungsaufteilung und Zylinderzusammenfassung für Stoßaufladung bei Reihen-Vierzylindermotoren /4/

Pulse-Converter

Neben der Leitungszusammenfassung gibt es noch eine weitere Möglichkeit, die Gasdynamik des Auslassvorganges zu nutzen, ohne die Nachteile der Stoßaufladung, z.B. einen schlechteren Turbinenwirkungsgrad in Kauf nehmen zu müssen. Es ist dies der Pulse-Converter.

Auch beim Pulse-Converter werden enge Auspuffleitungen mit zur Stoßaufladung identischer Zylinderzusammenfassung verwendet, sie werden hier aber nicht in getrennte Turbinenfluten geführt, sondern im Pulse-Converter zusammengeführt (Bild 2.16). Dort wird die im jeweilige Auslassstrom vorhandene Druckenergie durch Beschleunigung der Strömungsgeschwindigkeit der jeweiligen Auspuff-Gasmasse durch Verengen des Leitungsquerschnittes in kinetische Energie umgewandelt. Damit sind die Druckunterschiede in den einzelnen Leitungssträngen abgebaut. Es wird damit eine Art Ejektorwirkung erreicht, die das Zurücklaufen von Druckwellen in die Leitungen und damit eine Störung der Spülung verhindert. Die kinetische Energie wird hinter dem Pulse-Converter zwischen den Geschwindigkeitswellen der einzelnen Zylinder ausgetauscht und ggf. in einem anschließenden Diffusor in Druckenergie rückgewandelt. Meist verzichtet man jedoch aus Wirkungsgradgründen auf eine solche Druckrückge-

winnung und legt dafür die Turbine mehr als Aktionsturbine aus mit der Folge, dass durch die gleichmäßigere Beaufschlagung deren Wirkungsgrad verbessert wird.

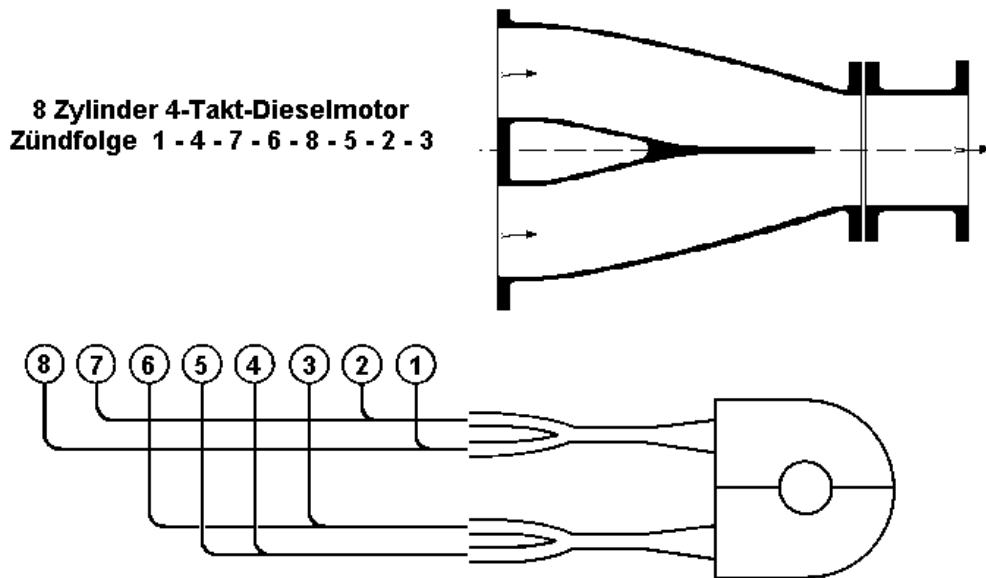


Bild 2.16: Zusammenfassung der Abgasleitungen bei Pulse-Converter-Aufladung (Zündabstand $\delta_z > 240^\circ \text{KW}$) /2, 4/

2.4.5 Aufbau eines Abgasturboladers (ATL)

Die Abgasturbolader sind relativ einfach aufgebaut und vereinen in sich sowohl eine Turbine (Kraftmaschine) als auch einen Verdichter (Arbeitsmaschine). Für den Fahrzeugbau haben sich die Radialverdichter und die Radialturbinen im Gegensatz zu den Axialmaschinen durchgesetzt. Die theoretischen Berechnungen der Radialmaschinen erfolgen in der Vorlesungsreihe Strömungsmaschinen bei Prof. Hilbrich. Der grundlegende Aufbau ist in Bild 2.17 zu erkennen.

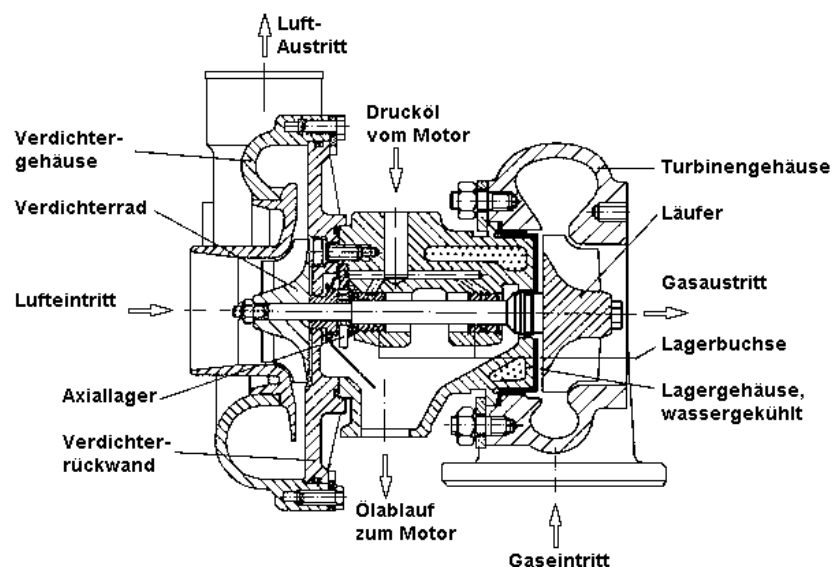


Bild 2.17: Aufbau eines Abgasturboladers /2/

Die Radialturbinen, die hohe Druckverhältnisse darstellen können, sind direkt mit dem Radialverdichter (Einwellenanlage, Läufer) verbunden. Die Läuferdrehzahl eines ATL ist sehr hoch (PKW $n_L > 100000 \text{ U/min}$), ist aber vom Einsatzfall abhängig ($n_L = f(\text{Abgasmassenstrom})$). Je geringer der Abgasmassenstrom ist, um so höher ist die Laderdrehzahl ($n_{L \text{ PKW}} > n_{L \text{ LKW}}$). Aufgrund der thermischen Belastung (Abgastemperatur) ist das Turbinengehäuse aus Grauguss und das Verdichtergehäuse aus Leichtmetall ausgeführt. ATL-Systeme sind zur thermischen Stabilisierung in den Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors integriert. Die ATL-Systeme sind ebenfalls zur Sicherstellung einer sicheren Schmierung an den Schmierölkreislauf des Motors angeschlossen.

2.4.6 Strömungstechnische Grundlagen

2.4.6.1 Radialverdichter

Die Druckerhöhung im Arbeitsfluid wird bei Strömungsverdichtern durch die Ausnutzung folgender Gesetzmäßigkeiten erreicht (3 Schritte Bild 2.18):

S Druckerhöhung in der verzögerten Strömung nach Bernoulli

$$p_1 + \frac{\rho}{2} * w_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} * w_2^2$$

$$p_2 - p_1 = \Delta p = \frac{\rho}{2} * (w_1^2 - w_2^2)$$

$$\Delta p \sim w_1^2 - w_2^2$$

Die Druckerhöhung ist proportional den relativen Fluidgeschwindigkeiten analog der Zunahme der Strömungsquerschnitte

S Druckerhöhung in einem Zentrifugalfeld

$$\Delta h = w^2 *$$

$$\Delta p \sim u_1^2 - u_2^2$$

Die Druckerhöhung ist proportional den Quadraten der Umfangsgeschwindigkeiten

S Druckerhöhung im Austrittsdiffusor (wenn im System vorhanden)

$$\Delta h = c_2^2 - c_1^2$$

Dabei wird in einem, dem Laufrad nachgeschalteten Schaufel- oder Platten-Diffusor das Fluid von der absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus dem Radialrad c_2 auf die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Verdichter c_3 verzögert

Somit ergibt sich für die gesamte Druckerhöhung bzw. Enthalpieerhöhung in einem Radialverdichter

$$\Delta h_{is_1-3} = \frac{1}{2} * (u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2 + c_2^2 - c_1^2)$$

Radialverdichter sind wegen der zusätzlichen, beträchtlichen Druckerhöhung im Zentrifugalfeld für hohe Druckverhältnisse in einer Stufe prädestiniert, bei vergleichsweise kleinen Durchsätzen im Vergleich zum Außendurchmesser ($d_1 \ll d_2$) und damit die Anwendung bei überwiegend einstufig ausgeführten Abgas-Turboladern besonders geeignet.

Das gleiche gilt sinngemäß für Radialturbinen, da sie hohe Druckverhältnisse in einer Stufe verarbeiten können.

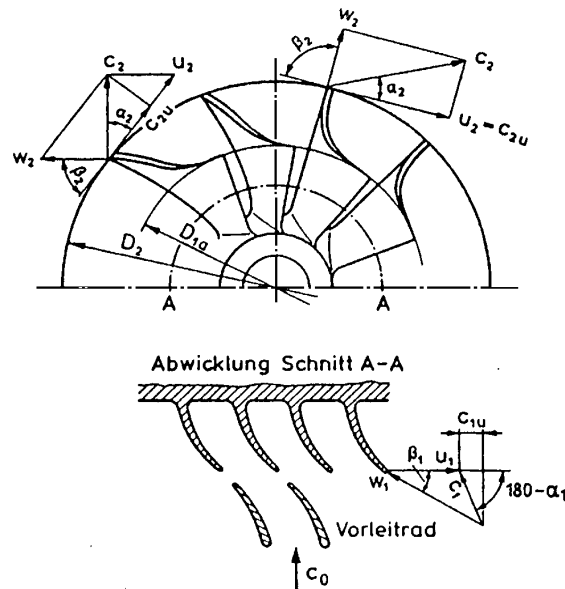


Bild 2.18: Verdichterrad-Schema mit Vorleitrads

2.4.6.2 Verdichtercharakteristik

Die Charakteristika von Radialverdichtern und ihre Beeinflussungsmöglichkeiten sollen anhand eines Verdichter-Kennfeldes, wie in 2.2.5.2 beschrieben, diskutiert werden.

Die Pumpgrenze

Sie wurde, wie wir uns erinnern, als Grenze zu dem instabilen Feld kleiner Durchsätze und hoher Drücke im Druck-Volumenstrom-Diagramm definiert. Bei diesen Förderbedingungen reißt die Strömung im Verdichterrad ab und es kommt zu Druckschwingungen im Lader. Um diesen Strömungsabriss und damit das "Pumpen" zu verhindern, gibt es mehrere Möglichkeiten:

- S So kann der Eintrittswinkel in das Verdichterrad mit Hilfe eines Vorleitrades verändert und damit der Eintritts-Stoßverlust mit der Gefahr des Strömungsabrisses verringert werden (Bild 2.18).
- S Des weiteren kann durch ein gezieltes Rückströmen von "nach Verdichterrad" zum Verdichtereintritt, heute mit "Kennfeldstabilisierende Maßnahme" (KSM) bezeichnet, die Pumpgrenze ebenfalls "nach links" verschoben werden.
- S Das Gleiche gilt bei einem beschaufelten Austrittsdiffusor mit der Wahl des Schaufelwinkels (Bild 2.19)
- S Je steiler der Austrittswinkel, desto

- höher der Durchsatz durch den Verdichter (Strömungsquerschnitt) und desto
- kleiner der Druckgewinn.

S Rückwärtskrümmung der Verdichterbeschaufelung

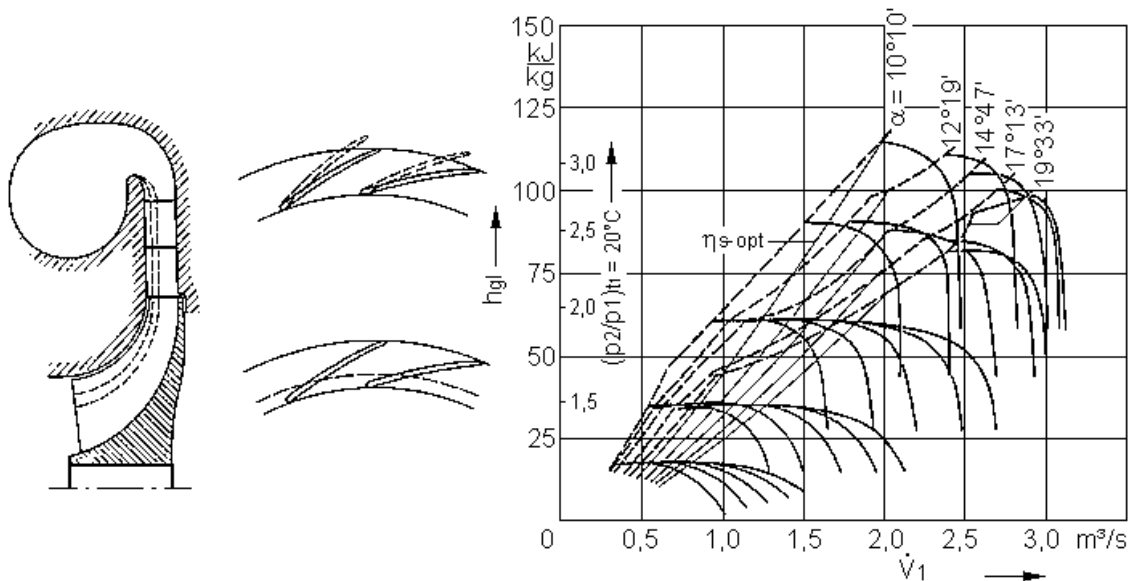


Bild 2.19: Einfluss des Diffusor-Austrittswinkels auf Pumpgrenze und Kennlinien /4/

Durch Verbesserung der Festigkeitswerte von Verdichterrad-Werkstoffen können heute auch Hochleistungsverdichter mit sehr hoch beanspruchten Schaufelenden (Biegung statt Zug.) mit rückwärts gekrümmten Verdichterschaukeln bestückt werden. Damit gelingt es, den Verzögerungskanal bei gegebenem Raddurchmesser zwischen Rad-Eintritt und Rad-Austritt zu verlängern und damit den Druckgewinn im Rad durch Verzögerung der relativen Geschwindigkeit des Mediums im Schaufelkanal zu erhöhen. Dies führt im Kennfeld zu besseren Wirkungsgraden, höheren Drücken bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit, sprich gleicher Drehzahl und damit zu breiteren nutzbaren Kennfeldern infolge einer gesteigerten Unempfindlichkeit der Kanalströmung.

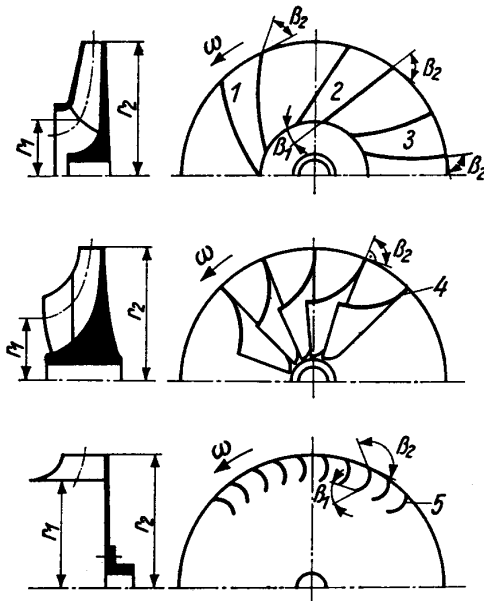


Bild 2.20:

Gebräuchliche Schaufelformen

- 1 rückwärts gekrümmt,
- 2 gerade,
- 3 radial endend,
- 4 mit axialem Vorsatzläufer vorwärts gekrümmt,
- 5 radialstehend

Bei Großserienladern im Pkw- und Lkw-Einsatz sind rückwärts gekrümmte Beschauflungen heute Stand der Technik, Dralldrosseln und/ oder beschaufelte Diffusoren werden aus Kostengründen nur in Sonderfällen oder bei teuren Motoren angewandt. Zum Vergleich sind im Bild 2.20 gebräuchliche Schaufelformen für Radialmaschinen angegeben.

2.4.6.3 Die Turbine und ihre Auslegung

Auch die Turbine ist bei heutigen Abgas-Turboladern in aller Regel eine Radialturbine, Bild 2.21, und hat deshalb ähnliche Beeinflussungsmöglichkeiten wie der Radialverdichter.

Anmerkung:

An dieser Stelle müssen ein paar Worte dazu gesagt werden, wie wir eine Turbine überhaupt charakterisieren wollen. Ein Volumenstrom-Druck-Kennfeld der Turbine ist bis jetzt nämlich noch nicht behandelt worden. Der Grund dafür ist, dass solche Kennfelder bis heute nur sehr selten erstellt und verwendet werden, weil neben dem Druck auch noch die Abgastemperatur als volumenstromwirksame Größe in dieses Kennfeld eingeht, es also eigentlich 3-dimensional sein müsste.

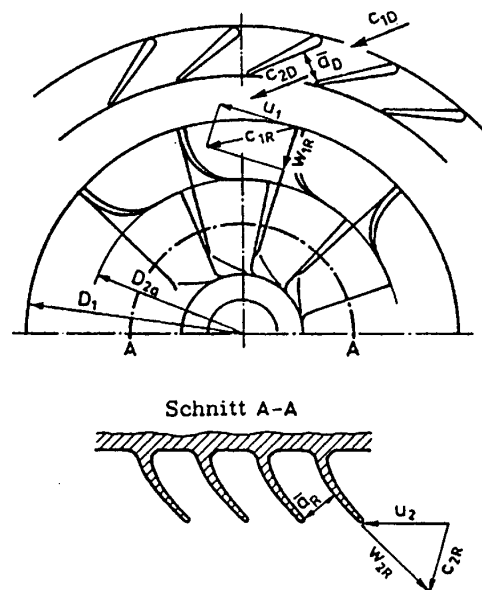


Bild 2.21: Radialturbinsenschema mit Eintrittsdüsen und Geschwindigkeitsdreiecken

Da die Erstellung eines solchen Kennfeldes zu aufwendig und seine Anwendung zu unübersichtlich wäre, begnügt man sich heute mit einer Messtemperatur und extrapoliert rechnerisch auf die im Anwendungsfall auftretenden Temperaturen. Ein weiteres Problem bei der Erstellung von Turbinenkennfeldern tritt dadurch auf, dass die Turbinenleistung wegen der Koppelung von Verdichter und Turbine auf einer Welle nicht direkt gemessen werden kann. Man kann also nur den Leistungsbereich messen, in dem durch Drosselung die Verdichterleistung variiert werden kann.

- Turbinenschluckverhalten

Das Durchströmen (Schluckverhalten) der Turbine stimmt in guter Näherung mit dem einer Drossel überein. Rechnerisch lässt sich der isentrope Ersatzquerschnitt der Turbine A_H wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} \dot{m}_A &= A_H * \rho_A * c_A \\ \text{mit} \quad c_A &= \sqrt{\frac{2 * \kappa}{\kappa_A - 1} * R_A * T_3 * \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}}\right)} \\ \rho_A &= \frac{p_3}{T_3 * R_A} * \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{1}{\kappa_A}} \\ \text{und} \quad \kappa_A &= \kappa_T - \quad Kappa_{Abgas} = Kappa_{Turbine} \end{aligned}$$

Mit den oben genannten Beziehungen ergibt sich die sogenannte 2. Hauptgleichung der Abgasturboaufladung:

$$m_A * \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} = A_H * \left(\frac{p_3}{p_4}\right)$$

*spricht: ist abhängig von der Geometrie von Leit- und Laufrad
und vom Turbinendruckverhältnis*

Auslegung des Turbinenquerschnittes

Bild 2.22 zeigt in drei schematischen Einzeldarstellungen

- Kennfeld des Verdichters
- Freilaufbedingung
- Turbinenschlucklinie

die Zusammenhänge, die für die Turbinenauslegung wichtig sind. Verdichtet wird im vorliegenden Teil nur Luft, so dass sich der Abgasmassenstrom $\dot{m}_A$ aus Verdichtermassenstrom $\dot{m}_V$ und Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_B$ zusammensetzt.

Hiermit lässt sich für eine vorgegebene Aufgabenstellung die überschlägige Ermittlung des angepassten Turbinenquerschnittes A_H für das minimale und maximale Druckverhältnis erläutern (für genauere Betrachtungen sind Rechenprogramme erforderlich).

Gegeben sind beispielsweise:

- Motor (Motorschlucklinie für Auslegedrehzahl(en))
- Verdichter (Kennfeld)
- Schlucklinien verschiedener zur Auswahl stehender Turbinen
- Ladedruck (aus geforderter Leistungssteigerung)
- Verbrennungsluftverhältnis (unterhalb der Rußgrenze)
- Brennverfahren und damit $T_3 = f(\lambda)$
- bezogener Gesamtwirkungsgrad η_{ATL}

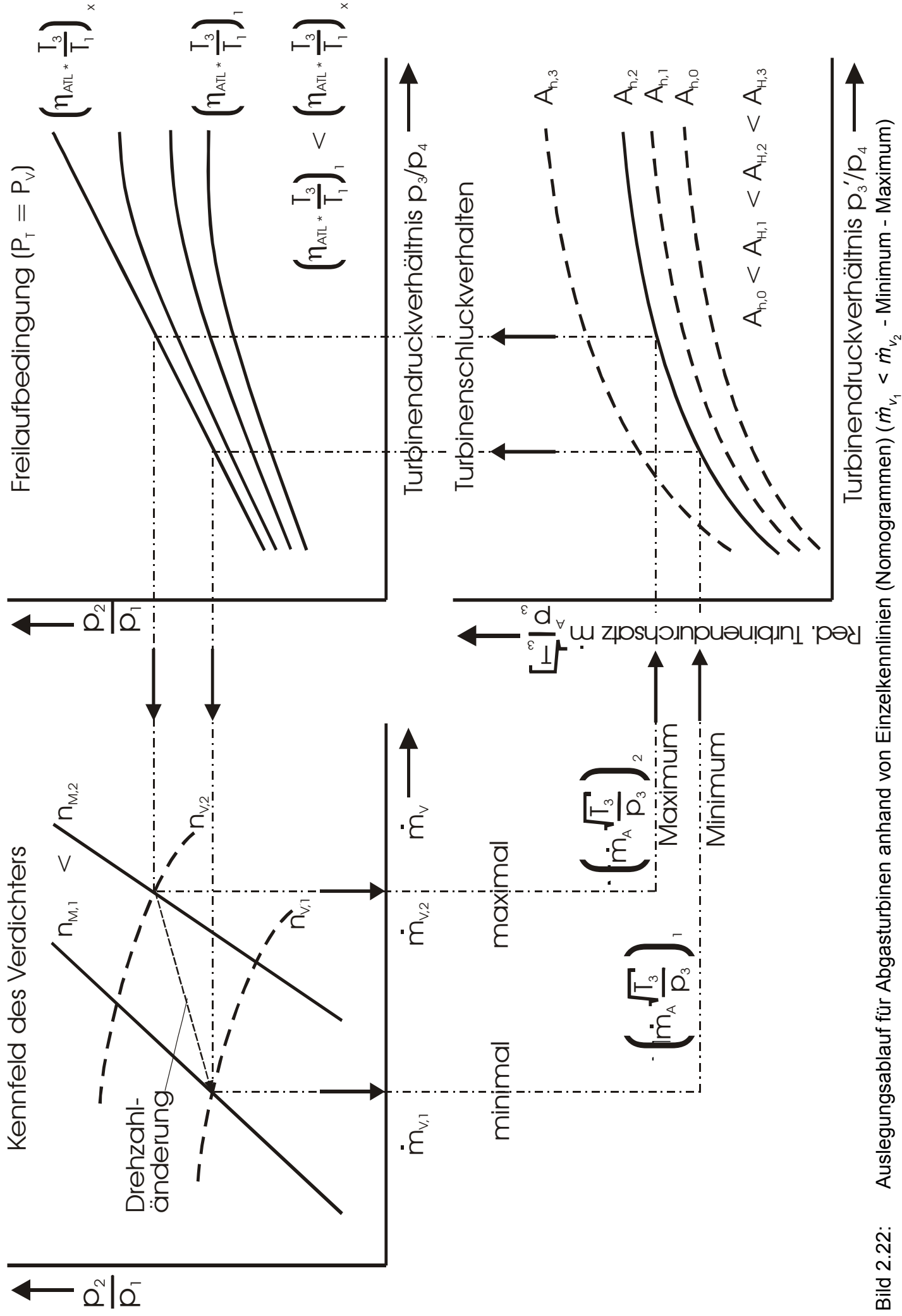


Bild 2.22: Auslegungsablauf für Abgasturbinen anhand von Einzelkennlinien (Nomogrammen) ($\dot{m}_{v_1} < \dot{m}_{v_2}$ - Minimum - Maximum)

In das Verdichterkennfeld werden die Motorschlucklinien für die Auslegedrehzahlen eingezeichnet und die Betriebspunkte des Verdichters für die geforderten Ladedruckverhältnis bestimmt (Schnittpunkte von der Motorschlucklinie und der Geraden $p_2/p_1 = \text{konst.}$). Damit sind die Massenströme $\dot{m}_V$ für den Verdichter bekannt.

Mit den bekannten Werten für den bezogenen Gesamtwirkungsgrad η_{ATL} und die Abgastemperatur T_3 können dann für das gewünschte Ladedruckverhältnisse p_2/p_1 aus dem Diagramm für die Leistungsbilanz am Turbolader (Freilaufbedingung) das Turbinendruckverhältnis p_3/p_4 ermittelt werden.

Mit Hilfe der Schlucklinien verschiedener Turbinen kann jetzt diejenige Turbine festgestellt werden, die die Anforderungen am besten erfüllt. Wird der Turbinenquerschnitt kleiner gewählt, stellt sich ein höheres Ladedruckverhältnis ein; im umgekehrten Fall ist, das Ladedruckverhältnis kleiner.

Betriebsverhalten bei Drehzahländerung

Qualitativ lässt sich das Drehmomentverhalten eines Dieselmotors mit Abgasturboaufladung aus dem bisher Gesagten ableiten: Bei einer Verringerung der Motordrehzahl n_{M2} auf n_{M1} wird der Abgasmassenstrom $\dot{m}_A$, kleiner (Annahme: $\lambda = \text{konst.}$). Entsprechend der Turbinenschlucklinie (Bild 2.22) ergibt sich somit ein niedrigeres Turbinendruckverhältnis p_3/p_4 . Das Übertragen der Turbinenschlucklinie in das Verdichterkennfeld mit Hilfe der Freilaufbedingung (Bild 2.22) zeigt, dass das Ladedruckverhältnis p_2/p_1 bei einer Verringerung der Motordrehzahl ebenfalls abnimmt (Annahmen: $\eta_{ATL} = \text{konst.}$, $T_3 = \text{konst.}$, da $\lambda = \text{konst.}$), was gleichbedeutend ist mit einem Drehmomentabfall. Vollständig kompensiert werden kann der Abfall des Ladedruckes p_2 nur durch eine Verkleinerung des Turbinenquerschnittes A_H . Abgasturbolader mit einer variablen Turbineneintrittsgeometrie werden in der Serie immer mehr eingesetzt, obwohl sie technologisch aufwendiger (teurer) sind.

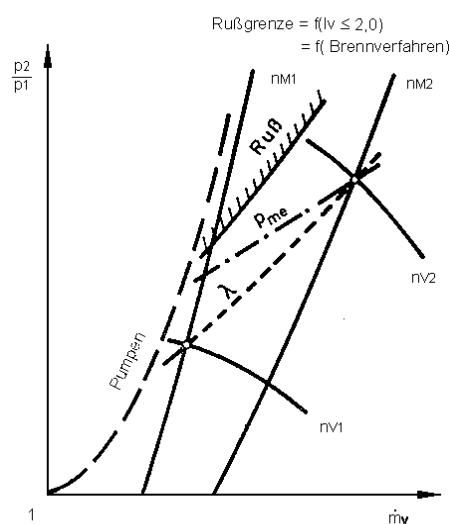


Bild 2.23: Möglichkeiten und Grenzen der Drehmomentanhebung aufgeladener Dieselmotoren bei verringerter Motordrehzahl

Beim Dieselmotor kann durch Anfettung dem Drehmomentabfall bei verminderter Drehzahl entgegengewirkt werden, beim Ottomotor ist das nur in beschränktem Maße möglich. Anfettung bewirkt für die Abgasturboladerseite:

- S Höheres T_3 ($T_3 = t(\lambda)$)
- S Höheres p_3 (2. Hauptgleichung)
- S Höheres p_2 (1. Hauptgleichung)

Durch den höheren Aufladegrad steigt p_e . Wegen der Rußgrenze ist die Drehmomentanhebung durch Anfettung aber nicht unbegrenzt möglich. Eine weitere Grenze für den Ladedruck bei niedrigen Drehzahlen ist die bekannte Pumpgrenze (Bild 2.23).

2.4.7 Besondere Arbeitsverfahren mit Nutzung der Abgasturboaufladung

2.4.7.1 Die zweistufige Aufladung

Mit heutigen, meist aus Aluminium gefertigten Verdichterrädern sind Umfangsgeschwindigkeiten von ca 550 m/s und damit Druckverhältnisse von $\pi \approx 4$ erreichbar. Bei Abgasturboladern von Großmotoren werden mit Titanrädern, die noch weit höhere Umfangsgeschwindigkeiten zulassen, Druckverhältnisse von ca. 5 erreicht.

Will man noch höhere Druckverhältnisse und damit Mitteldruckwerte über 30 bar erreichen, so muss an eine mehrstufige Aufladung gedacht werden. Dabei versteht man unter einer mehrstufigen Aufladung die Hintereinanderschaltung von Abgasturboladern mit jeweiliger Zwischenkühlung der Ladeluft zwischen den Ladern, während die Anordnung von je zwei Lader- und Turbinenstufen auf ein und derselben Welle als zweistufige Aufladegruppe bezeichnet wird. Die zweistufige Aufladegruppe wäre eine Sonderkonstruktion, die heute aus Preisgründen nicht zur Diskussion steht.

Betrachtet werden muss aber in jedem Fall die zweistufige Aufladung, die gegenüber einer einstufigen Aufladung folgende Vorteile aufweisen wird:

- S Ein bedeutend höheres Ladedruck-Niveau mit der bereits erwähnten Möglichkeit der Realisierung sehr hoher Mitteldrücke.
- S Besserer Wirkungsgrad, selbst bei nicht gesteigertem Ladedruck, da die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine mit steigendem Druckverhältnis in einer Stufe abnehmen und der Gesamtwirkungsgrad durch die mögliche Zwischenkühlung weiter gesteigert wird.
- S Breitere Verdichter- und Turbinenkennfelder und damit bessere Anpassungsmöglichkeiten an den gewünschten Motor-Betriebsbereich.

Diesen Vorteilen stehen aber nicht unerhebliche Nachteile gegenüber:

- S So stellt sich ein weitaus schlechteres Beschleunigungs- bzw. Lastaufnahmeverhalten ein, da mit derselben Abgasenergie zwei Läufer der jeweiligen Abgasturbolader beschleunigt werden müssen.
- S Daneben muß mit einem erhöhten Bauraumbedarf sowie einer nicht unerheblichen Gewichtszunahme und damit mit erhöhten Kosten gerechnet werden.

Bei großen Zweitaktmotoren lohnt sich die zweistufige Aufladung früher, d.h. bereits bei einem kleineren Mitteldrucksprung als bei Viertaktmotoren aus folgenden Gründen:

- S Gewicht, Bauraum und Kosten der zweiten Aufladegruppe samt Zubehör fallen bei einem sehr teuren Großmotor weniger ins Gewicht.
- S Bei der einer Düse ähnlichen Schluckliniencharakteristik des Zweitaktmotors macht das Teillastverhalten weniger Probleme.
- S Der Abgasturbolader-Wirkungsgrad geht bei solchen Motoren wegen der Notwendigkeit eines ausreichenden Spülgefälles sehr stark in die erreichbare Leistung ein.
- S Der für Großmotoren entscheidend wichtige Kraftstoffverbrauch sinkt mit steigendem Abgasturbolader-Wirkungsgrad stärker als bei Viertaktmotoren.

Aus diesem Grunde werden bereits heute solche Motoren für den Kundeneinsatz (2-Takt-Motoren für Schiffsantrieb) produziert (siehe Bild 2.24).

2.4.7.2 Register-Aufladung

Unter einer Registeraufladung werden heute zwei Laderanordnungen gehandelt; einmal die sog. einstufige Registeraufladung, bei der im unteren Drehzahlbereich des Motors ein Lader abgeschaltet wird und der gesamte Abgasstrom über den anderen geleitet wird. Damit erreicht der in Betrieb befindliche Lader infolge des gestiegenen Abgas-Energieangebotes wesentlich höhere Ladedrücke, als im Zweilader-Betrieb erreicht werden könnten mit der Folge, dass im unteren Motor-Drehzahlbereich höhere Mitteldruckwerte erzielt werden. Das Verfahren ist bei schnelllaufenden Hochleistungsmotoren der Firma MTU serienmäßig im Einsatz. Die gleiche Firma propagiert auch die zweite Anordnung, das sog. zweistufige Register-Aufladeverfahren für sehr hoch aufgeladene Bootsmotoren. Hier werden sehr kompakt angeordnete Ladegruppen für

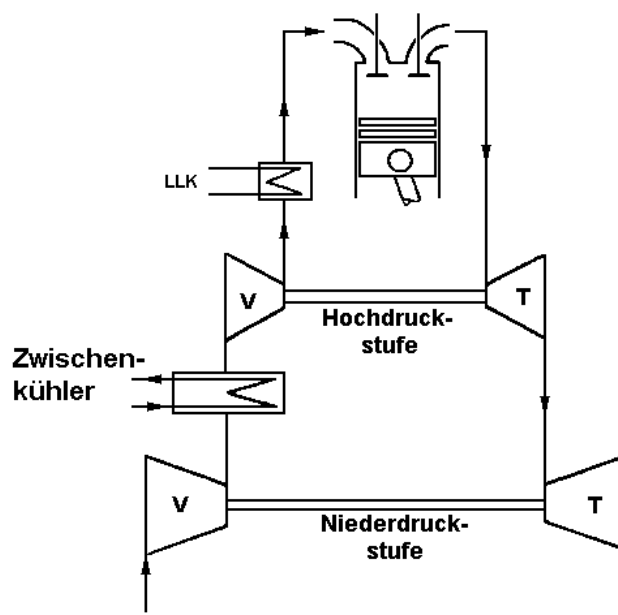


Bild 2.24: Schema einer zweistufigen Aufladung

eine zweistufige Aufladung nacheinander mit steigender Motordrehzahl zugeschaltet mit dem Ziel, trotz zweistufiger Hochaufladung über den gesamten Motordrehzahlbereich genügend hohe Drehmomentwerte zu erreichen. Damit kann für Spezialeinsätze, wie z.B. bei Tragflächenbooten mit einer hohen Austausch-Drehmomentenforderung, eine ausreichende Beschleunigungsreserve realisiert und sichergestellt werden. Die Verfahren arbeiten nach dem Prinzip der Stauaufladung.

- einstufige Registeraufladung

Das Prinzip der Registeraufladung mit zwei gleich großen Abgasturboladern ist in Bild 2.25 dargestellt, der linke ATL ist zu-, der rechte abgeschaltet. Beim Hochfahren des Motors wird nach Erreichen einer bestimmten Drehzahl der zweite Lader zugeschaltet. Das resultierende Motorkennfeld ist in Bild 2.26 dargestellt. Die Zuschaltung des jeweiligen Abgasturboladers erfolgt bei einer Drehzahl von 1600 1/min. Als Schaltkriterium kann statt einer bestimmten Drehzahl auch eine bestimmte Leistung oder auch eine Kombination aus beiden verwendet werden. Weil jeder Abgasturbolader wieder einen optimalen Betriebspunkt hat, treten im Motorkennfeld zwei Verbrauchsminima auf. Man erkennt damit sofort, dass bei Verwendung von n-ATL'n auch n-Verbrauchsminima im Kennfeld auftreten.

- zweistufige Registeraufladung

Bei der zweistufigen Aufladung wird nach jeder Stufe zwischengekühlt. Im Bild 2.27 ist das Kennfeld des Motors MTU 12V 595 mit zweistufiger Registeraufladung dargestellt, wobei dieser Motor mit vier zweistufigen Ladergruppen, die sukzessive zu- bzw. abgeschaltet werden (deshalb Registeraufladung), ausgestattet ist. Die Schaltpunkte der ATL sind eingezeichnet. Während der sog. Basislader ständig mitläuft, wird die zweite ATL-Gruppe bei $n = 1100$ 1/min (bzw. niedriger Drehzahl bei höherer Last) und

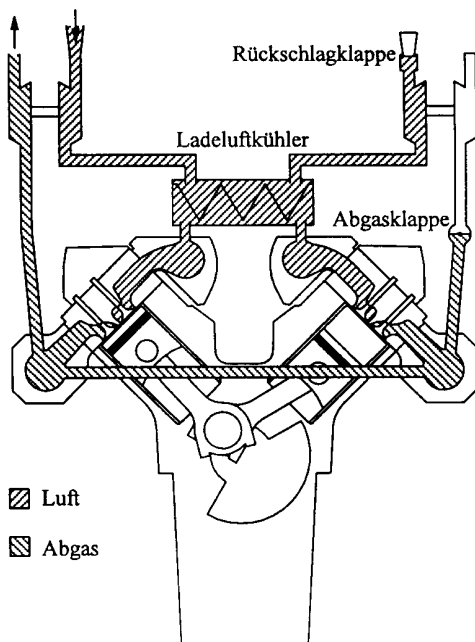


Bild 2.25: Prinzip einer einstufigen Registeraufladung

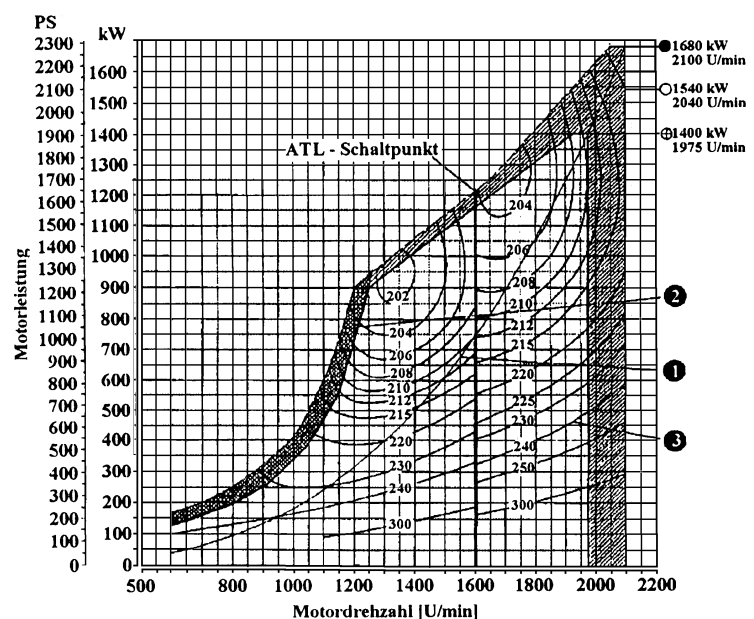
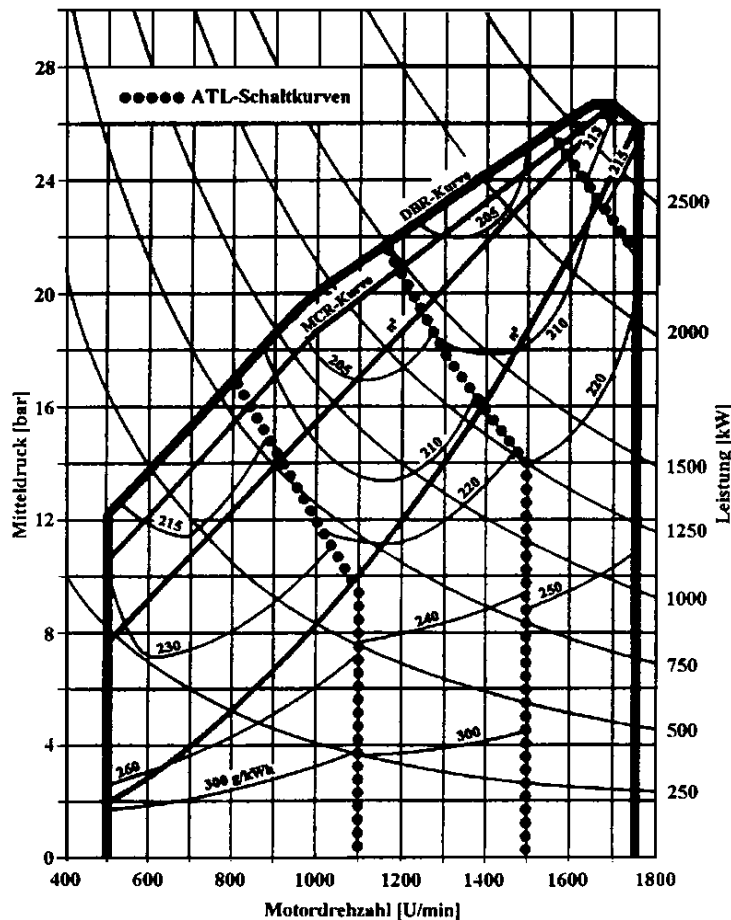


Bild 2.26: Motorkennfeld des Motors MTU 12V 396 als Schiffshauptantrieb

die dritte ATL-Gruppe bei $n = 1500 \text{ l/min}$ (bzw. lastabhängig) zugeschaltet. Die vierte ATL-Gruppe wird lastabhängig im Volllastbereich zugeschaltet. Entsprechend den vier ATL-Gruppen weist das Kennfeld des Motors vier Verbrauchsminima aus.



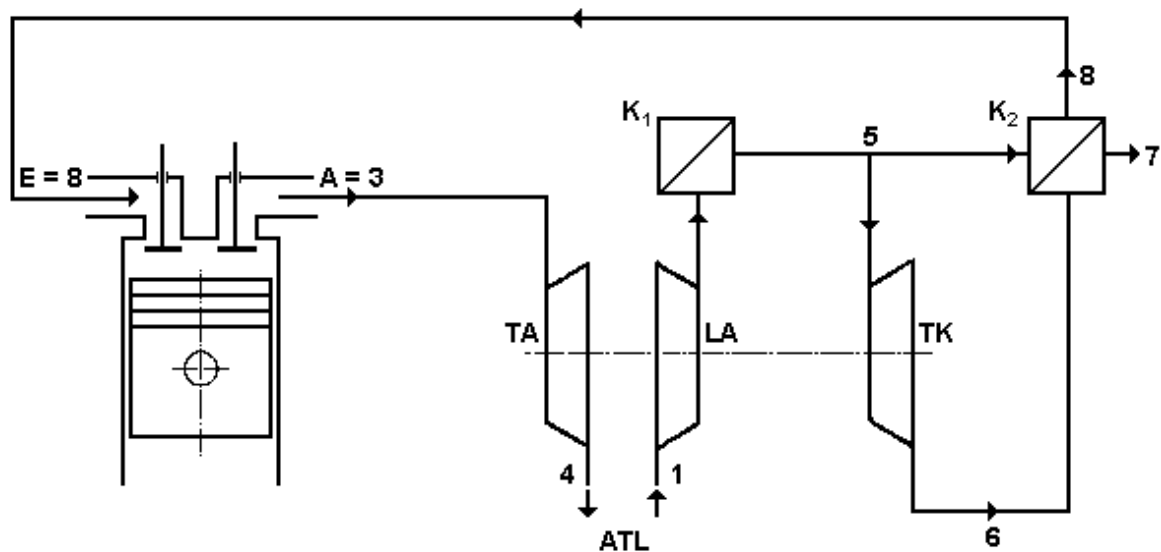


Bild 2.28: Schema einer Turbo-Kühlungsanlage

Miller-Verfahren

Eine besondere Art der Ladeluftkühlung wird durch das sog. Miller-Verfahren erreicht. Es arbeitet im Gegensatz zu üblichen Aufladeverfahren mit sehr frühen, über der Last veränderlichen Schließzeiten des Einlassventils. Damit wird der Zylinder nur bis zum Einlassschluss mit Frischladung gefüllt, die dann im Rest des Ansaughubes expandiert und dabei abgekühlt wird. Die Verdichtung beginnt dann - auf Kosten der Ladungsmasse - von einem niedrigeren Temperaturniveau aus. Man kann daher von einem Arbeitsprozess mit innerer Kühlung sprechen. Da infolge der verkürzten Einströmphase der Expansionshub automatisch länger als der Ansaughub wird, kann man auch von einem Prozess mit verlängerter Dehnung sprechen, wie ihn Atkinson beschrieben hat. Mit den beschriebenen Charakterisierungen wird auch der Haupteinsatzfall für solch einen Arbeitsprozess klar. Er wird immer dann zu diskutieren sein, wenn Begrenzungen in der Prozesstemperatur vorteilhaft sein können, bzw. Prozessbeeinflussungen durch die Brennraumtemperatur zu befürchten sind. Solche Beeinflussungen sind z.B. bei großen Gasmotoren durch die temperaturabhängige "Klopfgrenze" oder bei "Normal"-Dieselmotoren durch den Spitzendruck gegeben. Der zulässige Maximaldruck während der Verbrennung ist einer der wichtigsten Faktoren, welche den effektiven Mitteldruck eines aufgeladenen Motors begrenzen, will man nicht Verschlechterungen im Kraftstoffverbrauch hinnehmen. Dazu kommt in letzter Zeit das Problem der Schadstoffemissionen - hier vornehmlich der NO_x - Emission -, die ebenfalls zum Teil sehr stark von der Prozesstemperatur abhängen. Man könnte das Miller-Verfahren damit auch zur Kühlung einer internen oder externen Abgasrückführung benutzen.

Man erkennt, dass zur Ausnutzung des gleichen Prozeß-Maximaldruckes (p_{3z} , p_{4z} , Bild 2.29) im Falle des Miller-Verfahrens ein weitaus höherer Ladedruck p_2 notwendig ist. Geht man trotz dieser Tatsache von einer gleichen Temperatur der Ladeluft vor Einlassventil aus, was in jedem Falle eine aufwendigere Ladeluftkühlung voraussetzt, so wird die Temperatur bei Verdichtungsbeginn (P_{1z}) beim Millerverfahren niedriger und damit die Temperaturen des gesamten Prozesses.

Das Miller-Verfahren erfordert wesentlich höhere Ladedrücke und Turbolader- Gesamtwirkungsgrade als der normale Arbeitsprozess eines aufgeladenen Diesel- oder Gasmotors. Seine Anwendung wird sich daher auf Fälle beschränken, wo entweder der höchste zulässige Arbeitsdruck des Prozesses, z.B. der mechanisch zulässige Spitzen- druck für die Motorkonstruktion, erreicht ist, das Aufladesystem aber noch Druck- reserven aufweist, oder aber durch Prozess-Grenzgrößen, wie die Klopfgrenze oder die Stickoxid-Emission, eine Absenkung der Prozess-Spitzentemperaturen erforderlich wird.

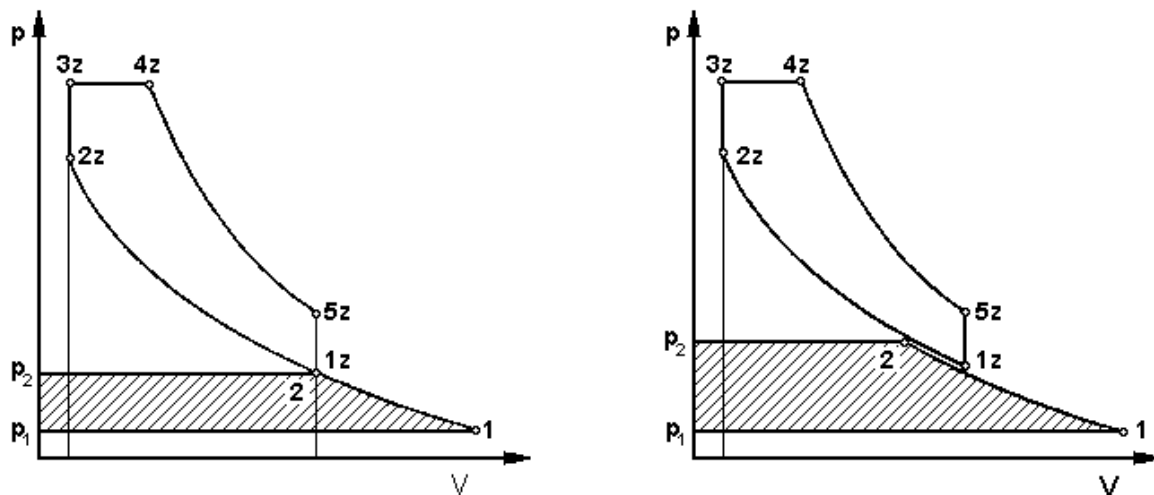


Bild 2.29: Vergleich der p,V -Diagramme des vollkommenen 4-Takt-Auflade- „Normal“-Dieselmotors und eines Motors mit „Miller“-Verfahren

2.4.8 Turbocompound -Verfahren

Ein Verbund-Verfahren ist definitionsgemäß dadurch gekennzeichnet, dass die Nutzleistung eines solchen Motors nicht nur durch den Arbeitszylinder erzeugt wird, sondern auch in einer nachgeschalteten, weiteren Expansionsstufe. Von einem Turbo-Compound-Motor spricht man demgemäß dann, wenn die Abgasturbine oder eine weitere, dieser nachgeschaltete Turbine auch Leistung an die Kurbelwelle abgibt. Der Sinn dieses Verfahrens liegt in der vollständigen Ausnutzung der Abgasenergie mit der Folge einer weiteren Kraftstoffverbrauchsreduzierung. Berechnungen zeigen, dass mit sehr guten Verdichter- und Turbinenwirkungsgraden im Auslegungspunkt des Gesamtmotors Verbesserungen von mehr als 5% im Kraftstoffverbrauch erreichbar scheinen. Da dies naturgemäß vor allem bei hoher Auslastung des Motors der Fall ist, kommen die markantesten Beispiele solcher Verbundmotoren einmal aus der Seeschifffahrt, wo gerade in jüngster Zeit der Verringerung des Kraftstoffverbrauchs, d.h. einer weiteren Wirkungsgradsteigerung, unter dem Aspekt stetig steigenden Kostendrucks höchste Aufmerksamkeit zukommt und wo auch lange Zeit mit konstanter, hoher Leistung gefahren wird. Der andere Einsatzfall war, ebenfalls wegen langer Betriebsdauern mit konstanter, hoher Leistung, bei Flugzeug-Kolbenmotoren, vor dem Siegeszug der Gasturbine auf diesem speziellen Gebiet. Wegen der hohen Verdichtungs- und Ent-

spannungsverhältnisse am Lader bzw. den Turbinen infolge des geringen Außen-
druckes in großen Flughöhen, lagen im letzten Fall besonders günstige Verhältnisse
vor.

Von dem im Bild 2.30 dargestellten Schaltungsarten haben die Variante 4 für Großdie-
selmotoren und die Variante 1 für Nutzfahrzeugdieselmotoren praktische Bedeutung
erreicht.

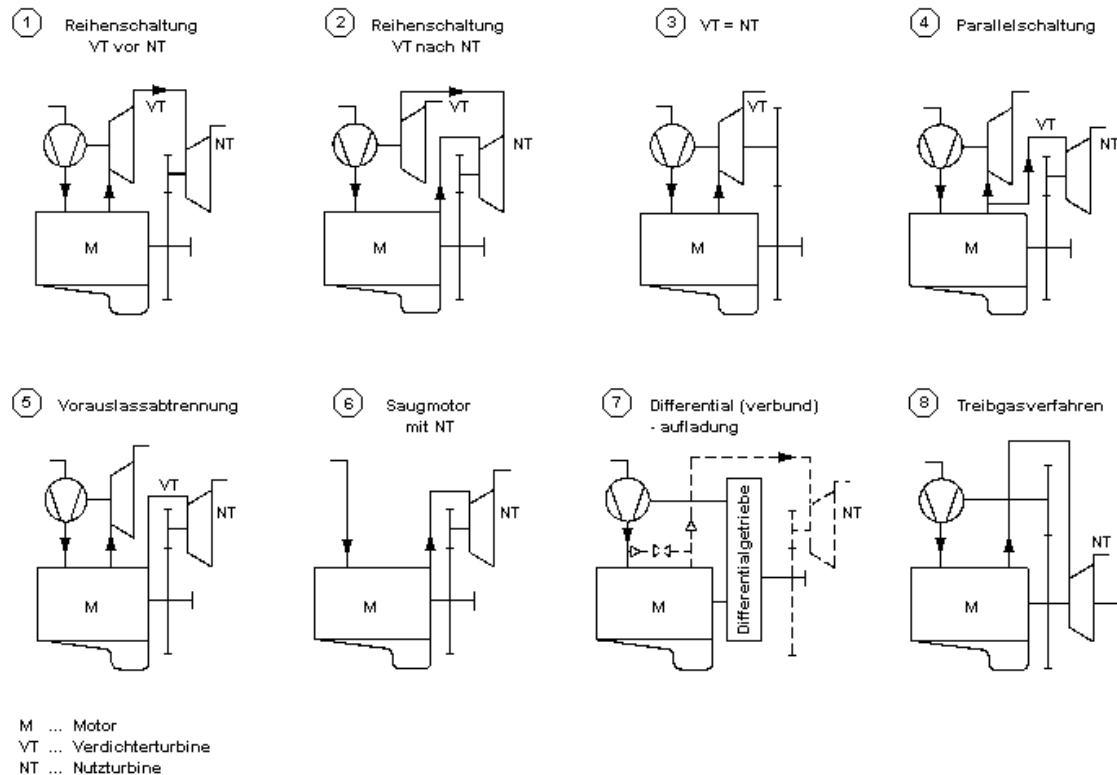
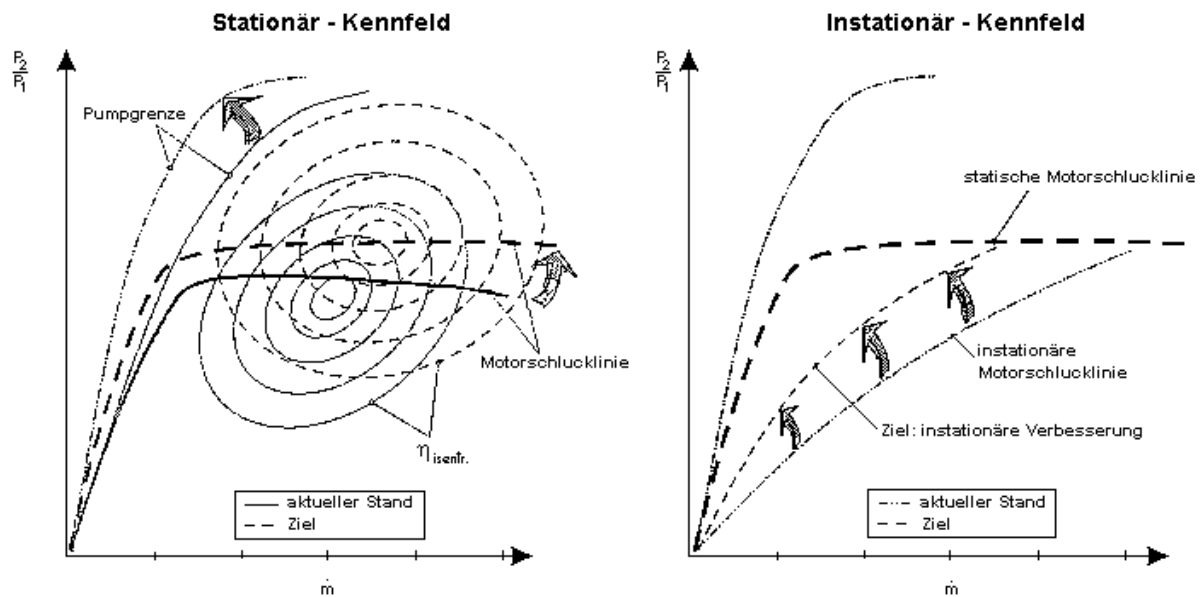


Bild 2.30: Schaltungsarten für den Verbundbetrieb /3/

In jüngster Zeit hat der Compound-Dieselmotor im Nutzfahrzeug erfolgreich Einzug
gehalten. Die Firma Scania rüstet einen 6-Zylinder-Motor mit Nachschaltturbine aus
und erreicht dadurch deutlich niedrigere Kraftstoffverbräuche. Hierbei wird der Ab-
gasmassenstrom erst über die Nutzturbine, die über ein Getriebe mit dem Abtrieb des
Motors verbunden ist, und dann über die Turbine des ATL geleitet.

2.4.9. Unterstützte ATL-Aufladung

Die unterstützte Abgasturboaufladung ist im gewissen Sinne die logische und höher
integrierte Weiterentwicklung der mechanischen Zusatzaufladung. Sie hat die identi-
sche Zielsetzung, erreicht dieses Ziel aber - bei erfolgreicher Entwicklung - nur durch
einen Zusatzantrieb des Abgasturboladers. Verschiedene, auch schaltbare, Antriebs-
systeme sind zur Zeit in der Entwicklung. Durch diese technische Umsetzung kann das
Stationär- und im Besonderen das Instationärverhalten des Aufladesystems verbessert
werden (Bild 2.31).



Das Stationär- und Instationärverhalten der Abgasturbolader muss den steigenden Anforderungen angepasst werden

Bild 2.31: Ziele für Weiterentwicklungen bei Abgasturboladern

2.4.9.1 Electrically Assisted Turbocharger (EAT, elektrisch unterstützter ATL, EUATL)

Anforderungen des Verbrennungsmotors an einen EAT:

- S Instationärverhalten verbessern, d.h., schneller Ladedruckaufbau bei Lastsprung
- S Stationärverhalten verbessern, d.h., höherer Ladedruck im unteren Motordrehzahlbereich. ($n < 1600 \text{ min}^{-1}$)

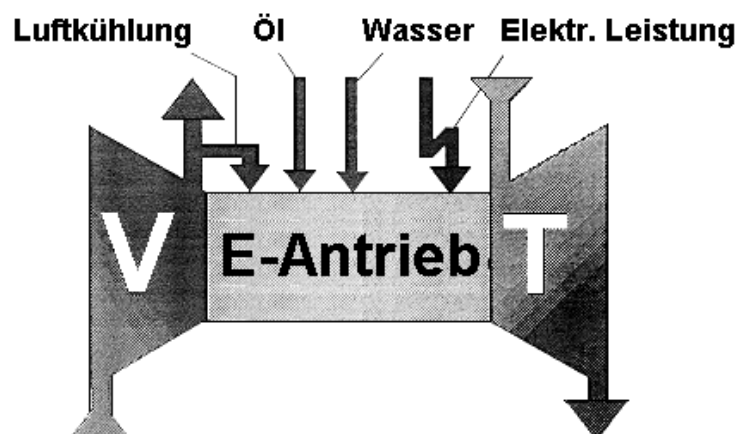


Bild 2.32: Schema eines EAT

Aus diesen motorischen Anforderungen ergeben sich für den elektrischen Zusatzbetrieb eines ATL folgende Bedingungen:

- S gekühlter E-Motor bei diesem Leistungsbedarf,
- S geringes Massenträgheitsmoment,
- S Drehzahlbereich wie ATL,
- S Notwendigkeit eines Steuergerätes für elektrisches Energiemanagement,
- S geeignete Betriebsstrategie für Zu- und Abschaltung,
- S Kosten, Bauraum, Gewicht sind gering zu halten.

2.4.9.2 Boosterbetrieb

Der Ladedruck und der Massenstrom wird durch einen zusätzlichen, mechanischen Lader, der elektrisch angetrieben wird, erreicht (Bild 2.33). Die Vorteile eines solchen Systems (dieser Anordnung) sind:

- S Entkopplung von der ATL-Drehzahl,
- S Flexibilität bzgl. Einsatzort,
- S keine zusätzlichen Anforderungen an Verdichter und Turbine des ATL,
- S gutes Betriebsmanagement.

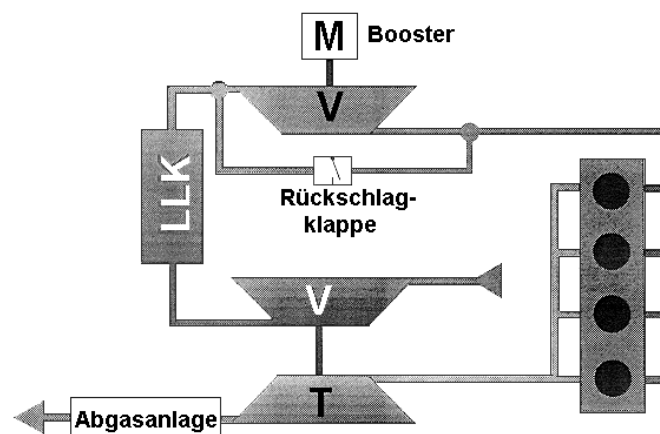


Bild 2.33: Elektrisch angetriebener Zusatzverdichter (Booster)

2.5. Das "Comprex" - Druckwellen - Aufladeverfahren

Die bereits vielfach erwähnten Unzulänglichkeiten des Abgasturboladers hinsichtlich seines Beschleunigungsverhaltens und seines Drehmomentaufbaues gaben Anlass, nach anderen Möglichkeiten der Abgasenergienutzung zur Ladedruckerzeugung zu suchen, welche die erwähnten Nachteile nicht aufweisen. Eine dieser Möglichkeiten besteht darin, die Druckenergie im Abgas in einem gasdynamischen Prozeß direkt auf die Ladeluft zu übertragen. Die Firma Brown-Boveri AG hat eine solche Maschine unter dem Namen "Comprex" entwickelt und zur Serienreife gebracht. Die Wirkungsweise des Druckwellenladers beruht, wie der Name sagt, auf dem Reflexionsverhalten von Druckwellen in einer Rohrleitung. So wird eine in einem Rohr laufende Druckwelle - egal ob Überdruck- oder Unterdruckwelle - an einem offenen Ende in ihr Gegenteil

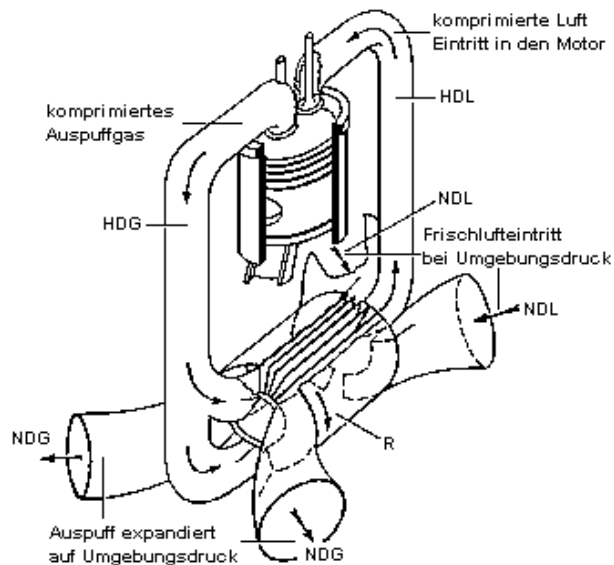


Bild 2.34: Druckwellenlader

In der Praxis besteht der Druckwellenlader, wie Bild 2.34 zeigt, aus einem Zellenrad mit am Umfang stirnseitig angeordneten offenen Kanälen. Das Zellenrad muss zur Steuerung des Prozesses angetrieben werden, hat dabei aber nur Lager- und Ventilationsverluste zu überwinden. Auf der einen Seite des Zellenrades sind nun die Niederdruck-(NDL) und Hoch- bzw. Ladedruck-(HDL) Luftkanäle stirnseitig angeordnet, auf der gegenüberliegenden Seite die identischen Niederdruck-(NDG) bzw. Hochdruck-(HDG) Abgas-Kanäle. Die Verdichtungsenergie für die Ladeluft wird dem Abgas entnommen. Die Vorgänge im Zellenrad selbst werden am besten anhand einer Abwicklung des Zellenradumfangs, Bild 2.35 erklärt, in die auch die feststehenden Zu- und Abführkanäle des feststehenden Gehäuses eingezeichnet sind.

Der Zyklus beginnt im Bild bei 1. Zu diesem Zeitpunkt seien alle Zellen mit Frischluft unter Umgebungsdruck (Ansaugzustand p_0) gefüllt. Durch die senkrechten Striche wird angezeigt, dass sich das Gas an dieser Stelle in Ruhe befindet. Die Auspuffgase des Motors (M) werden in einem Abgassammler (A) gesammelt und strömen nunmehr druckausgeglichen und somit mit konstantem Druck dem Zelleneintritt (HDG) zu. Wird nun durch die Rotation des Zellenrades eine mit Luft unter Umgebungsdruck gefüllte Zelle mit dem Hochdruckkanal in Verbindung gebracht, dringt das unter höherem Druck stehende Abgas in diese Zelle ein und löst eine, sich mit Schallgeschwindigkeit fortpflanzende Druckwelle darin aus, die die Zellenluft verdichtet und in Richtung Ladeluft-Druckkanal (HDL) beschleunigt. Die Druckwelle soll das andere Ende des Zellenrades in dem Augenblick erreichen, in dem, infolge der Drehung des Zellenrades, der Ladeluftkanal (HDL) geöffnet wird. Die verdichtete Luft kann damit in den Ladeluftsammler (B) und von da zum Motor strömen. Die Zelle erreicht die Schließkante des Hochdruck-Kanals zu einem Zeitpunkt, wo das Abgas etwa zwei Drittel der Zelle füllt und verhindert damit ein weiteres Nachströmen von Hochdruck-Abgas. Im Zellenkanal sind damit ein Gemisch von ca. 2/3 Abgas und 1/3 Luft unter einem Druck der niedriger als der

Abgasdruck in HDG, aber höher als der Druck in HDL ist. Auf dem Weg zum Niederdruck-Kanalsystem kommt das Abgas-Luftgemisch in der Zelle zur Ruhe (2). Sobald die Zelle in ihrer weiteren Bewegung die Kante des Niederdruck-Abgaskanals (NDG) überstreicht, kann das Abgas-Luftgemisch die Zelle Richtung Auslass verlassen und löst dabei eine Unterdruckwelle aus, die in die Zelle hineinläuft. Diese Unterdruck- und damit "Saugwelle" erreicht das andere Zellenende bei optimaler Prozess-Steuerdrehzahl des Zellenrades zu dem Augenblick, wo der Niederdruck-Luftkanal (NDL) geöffnet wird, so dass die Zelle nunmehr wieder mit Luft aus dem Ansaugsystem gefüllt werden kann, während das Abgas weiterhin Richtung Auslass abströmt. Wenn Abgas und Mischgas die Zelle verlassen haben, also eine vollständige Zellenspülung stattgefunden hat, beginnt der Prozess von neuem.

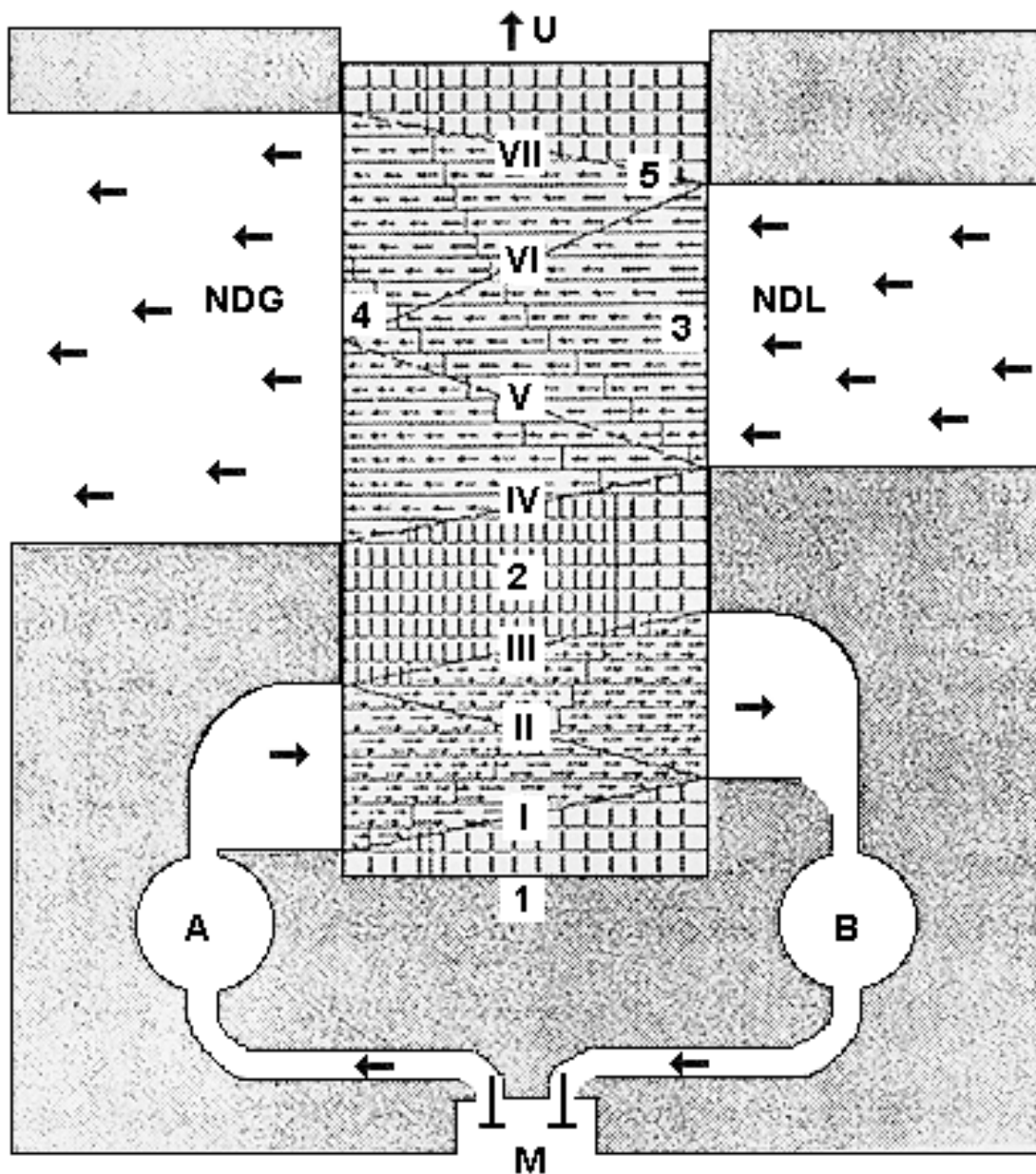


Bild 2.35: Abwicklung eines Druckwellenlader-Zellrades

Aus der Beschreibung wird klar, dass der Prozess nur bei exakter Steuerung befriedigende Ergebnisse hinsichtlich Ladedruck und Wirkungsgrad liefern kann. Genau hier lagen aber früher die Probleme bei der praktischen Anwendung der Druckwellenaufladung. Es liegt ja auf der Hand, dass der Prozess von der Schallgeschwindigkeit und damit der Abgas- bzw. Lufttemperatur in hohem Maße abhängt, nicht aber von irgendwelchen Last und Drehzahlzuständen des Motors. Da der Antrieb des Zellenrades aber in irgend einer Form vom Motor und damit mit der Motor-Drehzahl verknüpft erfolgen musste, waren komplizierte, gasdynamische Zusatzprozesse erforderlich, um den Prozess halbwegs optimal an den Motorzustand anzupassen. Dazu kam und kommt eine große Empfindlichkeit des Druckwellen-Prozesses auf den Abgasgegen- druck im Auspuffsystem.

Heute wird wieder über eine Weiterentwicklung des Druckwellenladers nachgedacht und zwar in der Form, dass das Zellenrad nicht mehr mit einer starren Übersetzung mit dem Motor gekoppelt, sondern z.B. von einem kleinen Elektromotor "abgastemperatur- gerecht" angetrieben werden könnte, da ja die Antriebsleistung für das Zellenrad sehr gering sein kann.

2.6 Anforderungen an das Aufladesystem

Personenwageneinsatz

Folgende Anforderungen werden an das Aufladesystem gestellt:

- S Ein breites Durchsatzband des Verdichters wegen des breiten Drehzahlbandes von Pkw-Motoren,
- S ein, von der niedrigsten Volllastdrehzahl aus, nur begrenzter Drehmomenten- anstieg aus Gründen eines kontrollier- und steuerbaren Anfahrverhaltens,
- S ein flacher Drehmomentenverlauf aus Gründen der Fahrdynamik (Beschleuni- gungsverhalten),
- S preisgünstiges Aufladesystem.

Nutzfahrzeugeinsatz

Für den Einsatz im Nutzfahrzeug gelten andere Anforderungen an das Aufladesystem:

- S Wegen des schmalen Nutzdrehzahlbandes kann auch das Durchsatzband des Laders relativ gering sein.
- S Dafür sind wegen der heute notwendigen hohen Aufladegrade sowie gewünscht deutlicher Drehmomentüberhöhungen bis zu 50% hohe bis sehr hohe realisier- bare Druckverhältnisse von 3,5 - 4 erforderlich, die an die Grenze heutiger Radialverdichter in Aluminiumguss gehen.
- S Das Aufladesystem muss die Lebensdauer des Motors haben und das sind heute 600 000 bis 1 Mio km.

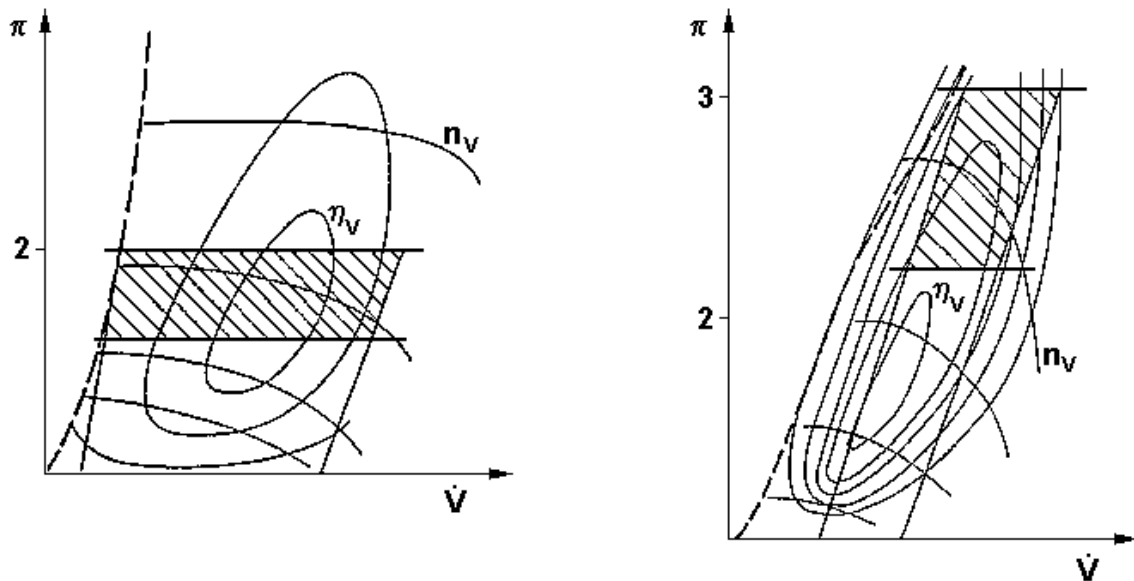


Bild 2.36: Kennfeld-Eigenschaften für Pkw- (links) und Nkw-Einsatz (rechts)

2.6.1 Das Instationärverhalten des ATL-Motors

Die auf den Fahrzeugeinsatz hin spezifizierten Probleme der Lastaufnahme sind bei abgasturboaufgeladenen Fahrzeugmotoren deshalb so besonders unangenehm, weil der Fahrer eines Fahrzeuges, wie oben ausgeführt, mit der „Gaspedal“ die Leistung bzw. die Zugkräfte - sprich das Drehmoment - seines Fahrzeuges wählen möchte. Dies gilt besonders für den Fall des Anfahrens (z.B. ein vollbeladenes Nutzfahrzeug am Berg). Aber auch in sonstigen, ggf. sogar kritischen, Fahrsituationen ist der Fahrer eines Straßen-Fahrzeuges auf die Berechenbarkeit seiner Antriebseinheit angewiesen; man denke hier an einen Überholvorgang.

Es bedarf wohl keiner besonderen Erwähnung, dass für die geschilderte Problematik ein Saugmotor oder ein mechanisch aufgeladener Motor die beste Lösung darstellt, ein Hauptgrund, warum Pkw's heute überwiegend mit Saugmotoren ausgerüstet werden. Dazu kommt, dass, zumindest beim aufgeladenen Ottomotor, infolge der Problematik Klopfender Verbrennung, der Ladedruck begrenzt werden muss.

Aus all diesen Aussagen folgt, dass bei aufgeladenen Fahrzeugmotoren oder anderen aufgeladenen Motoren mit einem hohen Instationär-Betriebsanteil dem Ladedruckaufbau und der Regelung des Ladedruckes eine hohe Bedeutung zukommt. Damit ist vor allem die Zeit angesprochen, in der Ladedruck bei Laststeigerungen aufgebaut werden kann.

Einsatzfall Nutzfahrzeug

- S Für den Lkw- (Nkw-) Motor ist ein hohes Drehmoment bis hin zu niedrigen Drehzahlen aus Gründen des Leistungsanschlusses bei Hochschaltungen sehr bedeutend.
- S Gegenüber einem guten Drehmoment-Verlauf ist die Lastaufnahmezeit für den Fahrleistungsbereich relativ unkritisch.

Einsatzfall Personenkraftwagen

- S Das Instationärverhalten unterscheidet sich wesentlich von Nkw-ATL-Motoren (Druckaufbauzeiten > 1 s)
- S Aufladesystem mit Druckaufbauzeiten ≥ 1 s werden im Pkw nicht zu einem akzeptablen Lastaufnahmeverhalten führen.
- S Es werden deshalb vielfältige Anstrengungen unternommen, die Druckaufbaugeschwindigkeit des ATL zu steigern (< 1 s).

2.6.2 Auslegungsprobleme für ATL-Fahrzeugmotoren

stationäre Auslegung

Die Auslegungsproblematik beim ATL für den Fahrzeugeinsatz beginnt schon damit, dass die Turbine wegen der sich mit der Motordrehzahl ändernden Abgastemperaturen größere Volumenströme als der Verdichter verarbeiten muss. Die Durchsatzverhältnisse (z.B. 3:1 bei Turbinen mit starrer Einlaufgeometrie) erzeugen dann einen zu hohen Ladedruck, der geregelt werden muss. Dies trifft besonders bei Motoren mit größerer drehzahlspanne (Pkw-Motoren) zu. Der Abgasmassenstrom wird durch eine Abblasevorrichtung oder Waste Gate geregelt.

S Waste Gate Regelung

Bei ihr ist ein Ventil vor der Turbine im Abgasstrang angeordnet, mit dem bei Bedarf eine bestimmte Abgasmenge um die Turbine herum in den Niederdruck-Auslasstrakt abgeblasen werden kann. Mit dieser Maßnahme senkt man den Durchsatz durch die Turbine, allerdings mit dem Nachteil eines höheren Aufstaudruckes vor der Turbine für die Restabgasmenge, um so die benötigte Turbinenübersetzung für den Verdichterantrieb sicher zu stellen. Diese Regelung hat Nachteile, da oftmals auf einen hohen Ladedruck im unteren Drehzahlbereich verzichtet werden muss, oder aber die hohen Motordrehzahlen von der Turbine, aus Durchsatz- und Aufstau Gründen nicht mehr bedient werden können. Das gilt besonders für Pkw-Motoren.

Es muss also nach wirksamen Wegen gesucht werden, die Leistung der Abgasturbine bei kleinen Abgasvolumenströmen und niedrigen Abgastemperaturen zu steigern und bei hohen Motordrehzahlen mit möglichst dem gesamten Volumenstrom die notwendige Turbinenleistung bei niedrigstem Abgasaufstau zu erzeugen. Eine serienreife Lösung des Problems ist die **Variable Turbinen-eintrittsgeometrie**. (VTG-ATL).

S VTG-Abgasturbolader

Hierbei wird die starre Einlaufspirale zum Turbinenrad durch ein verstellbares Schaufelgitter ersetzt. Damit können die Zuströmbedingungen zur Turbine über einen weiten Drehzahlbereich weitgehend optimal gestaltet werden. Dies hat zur Folge, dass mit solch einem ATL sehr früh Ladedruck aufgebaut werden kann und auch bei hohen Durchsätzen die notwendigen Turbinenleistungen mit guten

Wirkungsgraden, sprich mit niedrigen Abgasaufstaudrücken, erreicht werden können. Für Pkw-Dieselmotoren sind die VTG-ATL in Serie (Bild 2.37).

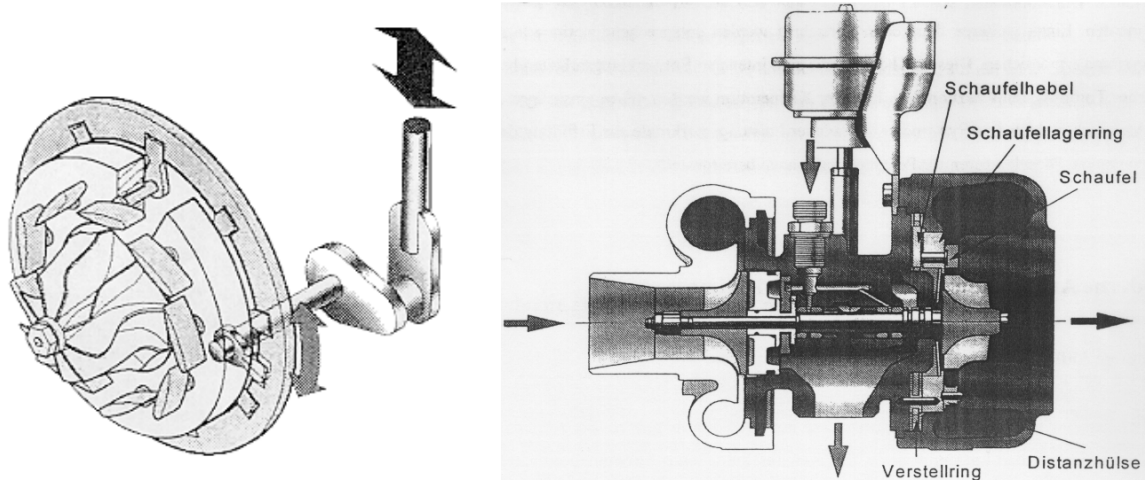


Bild 2.37 Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG)

S VST-Abgasturbolader

Eine interessante Alternative zur VTG mit Drehschaufeln ist besonders bei hubraumkleinen Pkw-Dieselmotoren der von BorgWarner Turbo Systems entwickelte Abgasturbolader mit variabler Schiebeturbine, das VST-Prinzip (Bild 2.38). Bei diesem Konzept ist eine Bypassregelung für den oberen Betriebsbereich des Motors im Turbinengehäuse integriert.

Im unteren Drehzahlbereich wird ausschließlich der linke Kanal des zweiflutigen Turbinengehäuses mit Abgas beaufschlagt (Bild 2.38). Dabei werden Wirkungsgrade entsprechend einem einflutig unregelmäßigem Gehäuse erreicht. Mit zunehmendem Abgasmassenstrom wird der rechte Kanal durch einen axial beweglichen Regelschieber kontinuierlich freigegeben. Im obersten Drehzahlbereich öffnet schließlich eine Steuerkante des Regelschiebers einen Bypass vom rechten Kanal des Turbinengehäuses zum Gehäuseaustritt. Eine Verstellgabel wandelt eine außerhalb des Gehäuses eingeleitete Drehbewegung in eine Axialbewegung des Regelschiebers um. Die Ansteuerung der Verstellgabel kann beispielsweise mit einer pneumatischen Steuerdose, die mit Unterdruck versorgt wird, erfolgen.

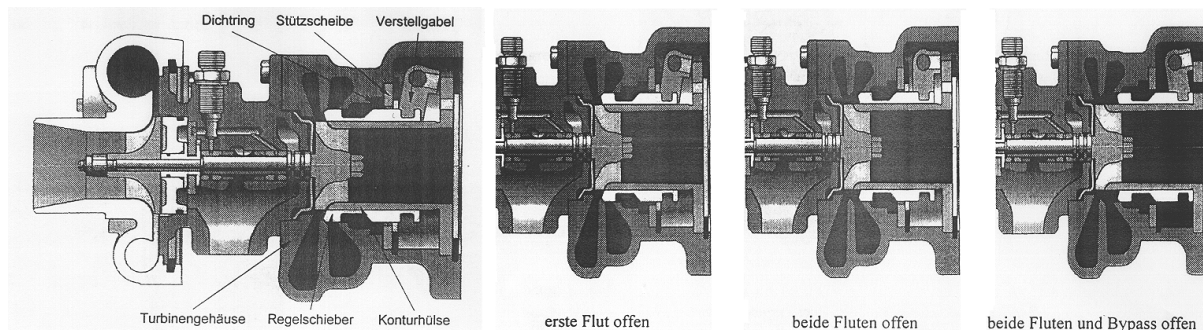


Bild 2.38 Abgasturbolader mit variabler Schiebeturbine (VST), Betriebszustände /7/

S Instationäre Auslegung

Die Auslegung eines Abgasturboladers für hohe Instationäranteile im Lastkollektiv macht sowohl bei Lkw- als auch bei Pkw-Anwendungen Probleme, wenn auch aus verschiedenen Gründen:

- Beim Lkw-Einsatz ist das Turbinen- und Verdichterkennfeld eng wegen der heute angewendeten hohen Aufladegrade mit Druckverhältnissen von $\pi \approx 3,5$; beim Pkw-Einsatz wird die Ausnutzung der Verdichter- und Turbinenkennfelder aus Gründen der großen Nutzdrehzahlspanne moderner Motoren problematisch.
- Darüber hinaus muss die Turbinenauslegung so erfolgen, dass einerseits, ob mit oder ohne Waste Gate, bei Maximaldrehzahl ein genügender Abstand zur Stopfgrenze der Turbine eingehalten wird (auf eine ausreichende Höhenreserve - sprich Volumenzunahme und damit weiterer Abstand von der Stopfgrenze - muss zusätzlich geachtet werden) und andererseits bei niedrigen Motordrehzahlen ein möglichst hoher Ladedruck erreicht werden kann.
- Als dritte Grundforderung ist weiterhin darauf zu achten, dass auch genügend Beschleunigungsleistung an der Turbine für rasche Druckaufbauzeiten bereitgestellt werden kann. Dies gelingt naturgemäß mit Waste Gate oder VTG besonders gut. Druckaufbauzeiten von ca. 1 s werden von Autofahrern als ausreichend bezeichnet. Bild 2.39 zeigt Messwerte bezüglich des Ansprechverhaltens des Fahrzeuges im 1. und 4. Gang.

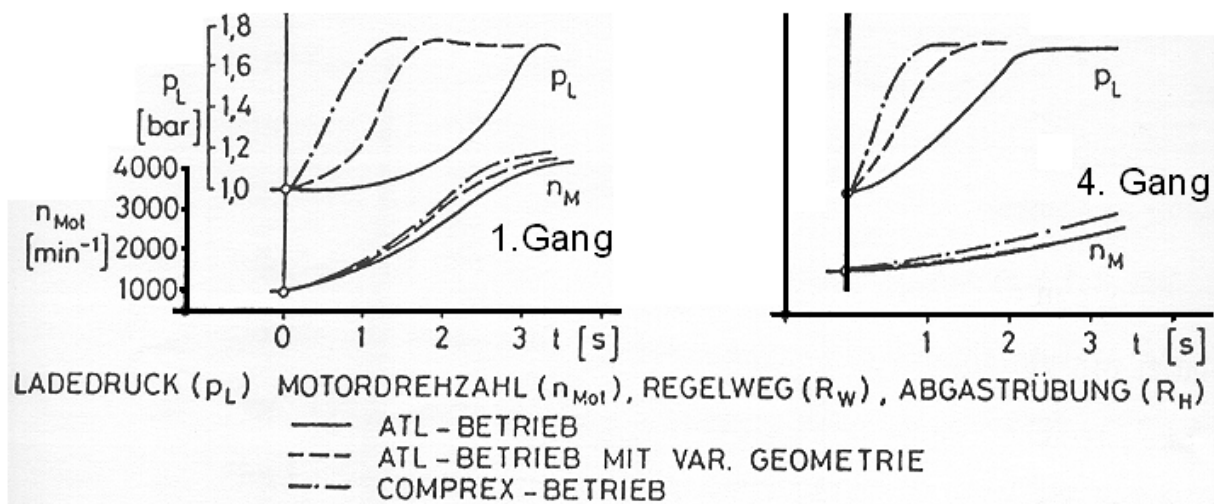


Bild 2.39 Prüfstand-Vollastbeschleunigung aus dem Leerlauf mit Normal-Turbolader, Druckwellenlader und VTG-Lader im 1. und 4. Gang /4/

3 Literaturverzeichnis

- /1/ Kinzinger, F. u.a.
Wissensspeicher Verbrennungsmotoren
Transpress, VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin
- /2/ Pischinger, F.
Verbrennungsmotoren, Band 2
RWTH Aachen, Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik
- /3/ Mollenhauer, K.
Handbuch Dieselmotoren
Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1997
- /4/ Hiereth, H.
Die Aufladung der Verbrennungskraftmaschine
Manuskript zur Vorlesung
- /5/ Häußler, W.
Taschenbuch Maschinenbau
Band 2: Energieumformung und Verfahrenstechnik
VEB Verlag Technik Berlin
- /6/ Merker, P., Kessen, U.
Technische Verbrennung, Verbrennungsmotoren
B. G. Teubner Stuttgart Leipzig 1999
- /7/ 7. Aufladetechnische Konferenz
28./29. September 2000
Technische Universität, Dresden