

Н. П. А. Н. ШЕРСТЮК
Е. Н. ЧЕНКО, Ю. Н. ДИНЕЕВ



Н

АДДУВ
И НАГНЕТАТЕЛИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

И. А. ДДУВ
И НАГНЕТАТЕЛИ
АВТОМОБИЛЬНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

621.431

Н17

Н. С. ХАНИН, А. Н. ШЕРСТЮК, Е. Н. ЗАЙЧЕНКО, Ю. Н. ДИНЕЕВ

НАДДУВ И НАГНЕТАТЕЛИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

257336

1965

БИБЛИОТЕКА
Запорожского
машиностроительного
института



ИЗДАТЕЛЬСТВО „МАШИНОСТРОЕНИЕ“
Москва 1965

В книге даны сведения об опыте использования наддува серийных автомобильных двигателей и серийных турбокомпрессоров для них.

Описаны особенности протекания рабочих процессов в автомобильных двигателях с наддувом, а также в турбокомпрессорах для этих двигателей. Освещены вопросы совместной работы автомобильных двигателей и турбокомпрессоров при эксплуатационных режимах.

Книга предназначена для инженерно-технических работников автомобильной промышленности и автомобильного транспорта.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наддув является одним из наиболее эффективных средств повышения компактности и снижения удельной массы тепловых двигателей. Улучшение этих показателей, а также увеличение агрегатной мощности двигателей путем наддува достигается вследствие повышения массового наполнения цилиндров и, следовательно, увеличения количества топлива, сжигаемого в двигателе.

Использование наддува позволяет повышать мощность серийных автомобильных двигателей, т. е. дает возможность в течение длительного срока улучшать показатели двигателей в соответствии с возрастающими требованиями к динамическим качествам и грузоподъемности автомобилей.

В результате наддува увеличивается верхний предел мощности семейства двигателей с цилиндрами данного диаметра. Это позволяет уменьшить число типоразмеров цилиндров массовых двигателей для получения необходимого ряда мощностей.

Вследствие увеличения давлений цикла двигателей с наддувом, а также уменьшения удельных потерь создаются благоприятные условия для повышения эффективного к. п. д. рабочего цикла.

Повышению степени наддува препятствует увеличение механических и тепловых нагрузок на детали двигателей. Тем не менее уже в настоящее время путем наддува удается повысить мощность автомобильных и тракторных двигателей более чем на 50—60% в условиях работы на уровне моря. Еще более значительным оказывается эффект от применения наддува в двигателях, работающих в горных условиях. В этом случае удастся предотвратить значительное снижение мощности двигателя на высоте до 5000 м над уровнем моря.

Как известно, наддув широко применяется в тепловозных и особенно в судовых силовых установках. В настоящее время для этих установок уже не выпускают дизелей новых моделей

без наддува. В то же время в автомобильных дизелях наддув применяется со значительным запаздыванием по сравнению с двигателями другого назначения. Это обусловлено большими техническими трудностями, которые связаны в первую очередь с резко переменными режимами работы автомобильных двигателей, а также с относительно невысокими их мощностями и, следовательно, малым расходом воздуха и соответственно высоким числом оборотов агрегатов наддува.

При достаточно большом к. п. д. и высокой надежности нагнетатели массовых автомобильных двигателей должны отличаться малой трудоемкостью при изготовлении и быть экономичными в эксплуатации. Одновременное удовлетворение этих требований, предъявляемых к агрегатам наддува, является очень сложной задачей, удовлетворительное решение которой достигнуто в последнее время только для массовых автомобильных двигателей мощностью более 100—120 л. с. (без наддува). Однако и для этих двигателей продолжают изыскания, имеющие целью улучшение протекания рабочих процессов при наддуве, а также усовершенствование агрегатов наддува. Дальнейшее уменьшение нижнего предела мощности двигателей, при которой целесообразно применение наддува, возможно на основе опыта, накопленного при исследовании и эксплуатации агрегатов наддува особо малых размеров.

Большие работы по исследованию и эксплуатации автомобильных двигателей с наддувом были развернуты в СССР и за рубежом в последние 15 лет.

Как известно, для поршневых неавтотракторных двигателей преимущественно применяют системы газотурбинного наддува, в состав которых входят турбокомпрессоры. Двигатели с этими системами отличаются повышенной топливной экономичностью по сравнению с базовыми двигателями в результате использования части энергии выпускных газов двигателя.

В течение ряда лет газотурбинный наддув мало применялся в автотракторных двигателях вследствие особых технических требований, предъявляемых к двигателям, и недостаточного совершенства турбокомпрессоров необходимых типоразмеров.

Однако за последнее десятилетие достигнуты большие успехи в конструкции и производстве малых турбокомпрессоров. При эксплуатации многих автомобильных дизелей с турбонаддувом

выявились их бесспорные технико-экономические преимущества по сравнению с двигателями без наддува.

В настоящее время серийно выпускаются компактные и легкие турбокомпрессоры, надежность которых часто не уступает надежности поршневых двигателей.

Основные параметры отечественных турбокомпрессоров регламентированы ГОСТом 9658—61.

В последние годы для автомобильных и тракторных двигателей широко применяется газотурбинный наддув, а распространение наддува других видов уменьшается. Турбонаддув с успехом применяют не только для автомобильных дизелей, но и для карбюраторных двигателей.

Перспективным типажом автомобильных двигателей СССР предусмотрено широкое развитие производства моделей с турбонаддувом в диапазоне мощностей 240—600 л. с. (180—450 *квт*). Поэтому в данной книге освещены в основном вопросы, связанные с турбонаддувом двигателей для грузовых автомобилей и турбокомпрессорами для них.

Кроме того, в книге описаны особенности протекания рабочих процессов в быстроходных двигателях автомобильного типа с наддувом. В книге использованы результаты исследований рабочих процессов в проточных частях агрегатов наддува, проведенных в НАМИ и МЭИ. Особое внимание уделено малым центробежным нагнетателям и центростремительным турбинам (радиально-осевым), входящим в состав турбокомпрессора, так как именно использование агрегатов наддува с такими турбинами обусловило успешное применение турбонаддува в автомобильных двигателях. В то же время публикаций, посвященных малым лопаточным агрегатам подобного типа, очень немного.

Данная книга предназначена для читателей, знакомых с основными положениями теории наддува [18], [20], [23] и [28], поэтому в книге описываются в основном особенности протекания рабочего процесса в автомобильных двигателях с наддувом и в турбокомпрессорах, а также их конструкции.

Главы I, II, V и VI написаны Н. С. Ханиным, гл. III написана А. Н. Шерстюком при участии Е. Н. Зайченко и гл. IV — А. Н. Шерстюком и Н. С. Ханиным при участии Ю. Н. Динева.

Глава I

НАДДУВ СЕРИЙНЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практическое использование наддува автомобильных двигателей началось еще до 1940 г.

Впервые серийные автомобильные карбюраторные двигатели с наддувом устанавливались на автомобилях спортивного типа (Мерседес-Бенц, Дюзенберг, Грехем, Оберн, Мазерати и др.). Эти двигатели вначале снабжали приводными нагнетателями типа Рут, а впоследствии — нагнетателями центробежного типа. Последние приводились в движение при помощи червячных передач или фрикционных мультипликаторов. К недостаткам таких систем наддува относятся ненадежность привода высокооборотных центробежных агрегатов наддува и повышенная шумность. Вследствие этого, а также из-за ухудшения детонационных характеристик двигателей производство их было на длительный период прекращено и возобновилось лишь в последнее время.

С 1937 г. применяется наддув автомобильных двухтактных двигателей, в которых он является естественным следствием устройства системы газообмена и осуществляется при завершении процесса продувки. В таких системах продувки — наддува применяются почти исключительно объемные продувочные насосы-нагнетатели. Система наддува с приводными центробежными нагнетателями имеет существенные недостатки. Наряду с неблагоприятной формой зависимости давления наддува от числа оборотов коленчатого вала следует отметить большую зависимость расхода воздуха от сопротивления системы выпуска и продувки. Вследствие образования отложений на продувочных окнах и в выпускном тракте во время эксплуатации двигателя эффективные и экономические показатели его значительно ухудшаются. Кроме того, недостаточен срок службы механизмов привода высокооборотных рабочих колес центробежных нагнетателей.

В настоящее время все серийные модели двухтактных автомобильных дизелей снабжаются объемными нагнетателями типа Рут. Наибольший практический опыт использования подобных систем и выпуска высокооборотных нагнетателей данного класса накоп-

лен в СССР. Как правило, реализация одноступенчатого сжатия воздуха при таких нагнетателях позволяет доводить значение степени повышения давления в нагнетателе ϵ_K до 1,5. При этом внутренний к. п. д. нагнетателей может составлять 0,6—0,65.

Оптимальное значение степени повышения давления в системах наддува с объемным нагнетателем равно 1,3—1,4.

В последнее время в автомобильных двухтактных двигателях с приводными объемными нагнетателями наблюдается тенденция к понижению степени повышения давления в нагнетателе и приближению ее к указанному оптимальному значению при работе двигателя на номинальном режиме. В связи с этим можно отметить повышение топливной экономичности данных двухтактных двигателей. Так, минимальный удельный расход дизельного топлива двигателями типа ЯАЗ-204 уменьшен с 205 г/(л. с. ч.) [266,5 г/(квт·ч)] в 1950 г. до 195 г/(л. с. ч.) [253,5 г/(квт·ч.)] в 1959 г.

Как это следует из энергетического баланса двигателей с наддувом с приводными нагнетателями, при уменьшении нагрузки эффективный к. п. д. двигателя снижается вследствие увеличения относительной работы, затраченной на привод нагнетателей.

Отечественными и зарубежными исследователями установлено, что для повышения топливной экономичности двигателей данного класса может быть применен метод частичного перепуска нагнетаемого воздуха помимо двигателя в атмосферу. К недостаткам этого метода следует отнести повышенную шумность работы двигателя, ступенчатость его регулирования, а также выбрасывание масла из ресивера.

Многолетний опыт эксплуатации и исследования отечественных двухтактных дизелей ЯМЗ с приводными системами наддува, как и соответствующий зарубежный опыт, показывают следующее. Несмотря на значительное (на 40% и более) повышение максимальных давлений цикла p_z в наиболее форсированных модификациях дизелей ЯАЗ-М204В с наддувом (до 100 кг/см² или 9,8 Мн/м²), число механических разрушений основных деталей кривошипно-шатунного механизма практически не возрастает при повышении среднего эффективного давления в пределах бездымного сгорания топлива.

Это объясняется в первую очередь уменьшением динамических составляющих напряжений в деталях механизма по мере увеличения давлений цикла. В пределах изменения среднего эффективного давления на номинальном режиме от 5,35 кг/см² (0,52 Мн/м²) до 6,35 кг/см² (0,63 Мн/м²), т. е. на 18%, увеличение темпа износа цилиндров и поршневых колец двигателя ЯАЗ-204 в стендовых условиях оказывается относительно небольшим — не более 15%.

Можно полагать, что увеличение прочности масляной пленки в результате улучшения качества масел, применяемых для двигателей с наддувом, а также повышение точности изготовления

деталей позволит предотвратить отмечаемое в отдельных случаях увеличение темпа износа деталей двигателей с невысоким наддувом.

При повышении эффективного давления в двигателях ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 отмечалось значительное увеличение температуры деталей цилиндра-поршневой группы и газораспределительного механизма. Это обусловлено снижением коэффициента избытка воздуха и соответственно повышением температур цикла при одновременном увеличении коэффициента теплопередачи от газа с повышенным давлением к стенкам.

Из-за повышения температур цикла были увеличены зазоры в сопряжениях поршня с гильзой, в особенности в зоне головки. Этого изменения было достаточно и для обеспечения необходимой надежности поршня при переходе на более высокие давления наддува в случае использования в двухтактных дизелях типа ЯАЗ-204 и ЯАЗ-206 комбинированной системы наддува. При этой системе наддува осуществляется двухступенчатое сжатие воздуха: вначале в центробежном нагнетателе турбокомпрессора, а затем в приводном объемном нагнетателе. Нагнетатель приводится в движение турбиной, питаемой выпускными газами дизеля (рис. 1).

При достаточно высоком общем к. п. д. турбокомпрессора давление воздуха за нагнетателем турбокомпрессора на большинстве режимов превышает среднее давление перед турбиной. Поэтому для обеспечения необходимого продувочного перепада требуется лишь весьма невысокая степень сжатия заряда в приводной объемной ступени:

$$\epsilon_{K_2} = \frac{p_{K_2}}{p_{K_1}} = 1,2 \div 1,3,$$

где p_{K_1} — давление после первой ступени сжатия;

p_{K_2} — давление в ресивере двигателя.

В этом случае давление p_{K_2} в ресивере двигателя доводится до 1,8—2 кг/см² (176—196 кн/м²). Это позволяет уменьшить расчетную объемную производительность нагнетателя и мощность, затрачиваемую на его привод по сравнению с той, которая необходима при одноступенчатой системе наддува. В основном поэтому у двигателей с двухступенчатой системой наддува удельный

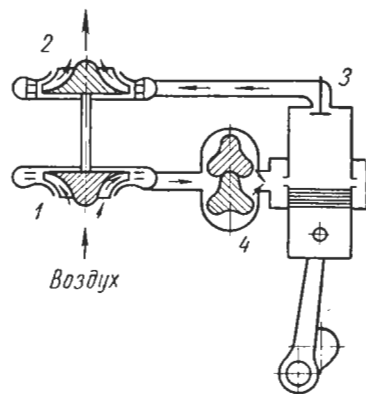


Рис. 1. Схема системы двухступенчатого наддува двухтактных дизелей типа ЯАЗ:

1 — центробежный нагнетатель;
2 — турбина турбокомпрессора;
3 — дизель; 4 — объемный нагнетатель

Сравнительные показатели новых серийных автомобильных.

Фирма (завод) и модель	Страна	Год выпус- ка	$i - D \times S$	V_h в л	N_e в л. с. — п в об/мин	$P_e N_e$ max в кг/см ²
Низкий						
Волво TD96AS	Швеция	1954	6—120,6×140	9,6	185—2200	7,95
Берлие MDU	Франция	—	6—120×140	9,45	180—2200	7,90
Лейланд 0600TS	Англия	—	6—122×140	9,8	185—2000	8,5
Даймлер-Бенц OM312A	ФРГ	1955	6—90×120	4,55	115—2800	8,05
МАК ENDT	США	1956	6—124×152,4	11,05	206—2100	8
Вокеша B5D5BS	США	1955	6—108×127	6,88	185—2800	8,62
Геркулес D298HT	США	1959	6—95×114	4,88	140—2800	9,2
Геркулес D426T	США	1960	6—114×127	7	180—2600	8,85
Изуцу D-H10	Япония	—	6—100×130	6,12	150—2600	8,5
Клекнер- Гумбольдт- Дейтц BE-8 L614	ФРГ	1958	8—110×140	10,64	200—2300	7,35
Клекнер- Гумбольдт- Дейтц BE-12 L614	ФРГ	1958	12—110×140	15,96	300—2300	7,35
Клекнер- Гумбольдт- Дейтц BE-6 M716	ФРГ	1962	6—135×160	13,7	230—1800	8,35
Каминс VT-430	США	1960	8—140×127	15,6	430—2500	9,9
Скания-Вабис DS-10	Швеция	1964	6—127×135	10,26	205—2200	8,15
Татра 928K	ЧССР	1963	8—120×130	11,75	220—2000	8,5
Перкинс 340S	Англия	1965	6—101,6×114,3	5,55	130—2850	—
MAN D2146 HM1	ФРГ	1964	6—121×140	9,65	230—2100	9,65
Волво TD-67	Швеция	1964	6—105×130	6,73	149—2400	8,3
Средний и высокий						
Торникрофт K6/S	Англия	1960	6—120,6×165	11,33	220—1900	9,3
Каминс VT-12-700	США	1961	12—140×152,4	28,3	700—2100	10,6
Каминс JT-6	США	1955	6—104,8×127	6,58	175—2500	9,60
Мидаус CDCS-630	Англия	1956	6—130×130	10,35	200—2000	—
Геркулес D298HT	США	1961	6—95×114,3	4,88	140—2800	9,8
GMC 6-71T	США	1956	6—108×127	6,48	280—2300	7,9
Каминс VT-12B	США	1956	12—130×152,4	24,4	600—2100	10,55

* В данной таблице из-за ее громоздкости параметры в системе СИ не даны.

Таблица 1

дизелей с турбонаддувом и базовых двигателей *

дизель с турбонаддувом

P_e max в кг/см ² — п в об/мин	$\frac{P_e \text{ max}}{P_e N_e \text{ max}}$	N_p		N_d в л. с./л	Удельная масса в кг/л. с. (в %)	$\frac{\Delta N_e}{N_{e0}}$ в %	$\frac{\Delta P_e \text{ max}}{P_{e0} \text{ max}}$ в %	ε	Тип камеры сгорания
		в л. с./лм ²	в л. с./лм						
турбонаддув									
9,3—1400	1,17	27	25,5	19,4	—	23,2	—	16	Камера в поршне
—	—	26,7	25	19	5,55 (83)	20	—	—	М-процесс
9,8—1340	1,15	26,3	25,7	18,9	4,32 (81)	21,6	33,6	15,75	Камера в поршне
—	—	30,1	21,3	25,2	4,0 (85)	28	—	19,5	Предкамера
8,9—1400	1,17	28,2	27,7	18,6	4,25 (82)	21	—	16,5	Камера в поршне
10,1—1800	1,17	33	28,5	27	3,64 (85)	25,8	21,7	17,5	Вихрекамера
10,6	1,15	32,3	24,6	29	2,56 (84)	25	36	—	Камера в поршне
10,1	1,14	29	26,2	24,7	3,5 (85)	20	27	18,75	Вихрекамера
8,8—1400	1,04	31,8	19,3	24,5	4,7	25	11	19	Разделен- ная камера
7,95	1,08	22,8	22,75	18,8	4,36 (87,5)	11,6	8,5	—	Вихрекамера
8,25	1,12	22,8	22,7	18,8	4,3 (86)	33	—	—	»
9,9	1,02	26,7	28,3	16,8	(3,9)	—	—	—	»
11,2—1750	1,13	48	38,2	27,5	3,18 (84)	21	26	14,2 (15,2)	Камера в поршне
9,3	1,14	29	29	20	4,3 (85)	24	21	16	То же
9,7	1,15	24,4	23	18,7	3,4 (87)	22	26	16,5	»
—	—	26,9	23	23,4	3,25	25	—	16	»
11,5—1300	1,19	32,7	31,4	23,8	—	8	17	17	НМ-процесс
10,9—1400	1,31	28,5	23,5	22,3	3,9 (83,5)	19	17	17	Камера в поршне
турбонаддув									
9,5	1,035	32,05	30	19,4	5,7	42	22	16	Камера в поршне
11,8—1500	1,11	52	41,5	24,7	3,7	33	22	14,1 (15,1)	То же
11—1800	1,12	33,75	28	26,65	4,18 (80,5)	40	45	15,8	»
9,45	1,087	25,2	25,6	19,3	4,3 (94)	33	28	16	»
11,5	1,21	32,7	24,7	28,7	2,54	23	33	17,5	»
8,45—1850	1,035	50	43,1	40	3,82 (93)	48	16	16	»
11,8—1900	1,21	37,5	38,4	24,6	5	—	—	14	»

Фирма (завод) и модель	Страна	Год выпус- ка	$l - D \times S$	V_h в л	N_e в л. с. — n в об/мин	$p_{eN_{e\max}}$ в кг/см ²
DAF TD-96B	Голлан- дия	—	6—120,5×140	9,6	185—2200	10,7
AECU A 1100	Англия	1960	6—156×156	17,8	360—1900	9,6
Фоден FD-6	Англия	1960	6—85×120	4,10	210—2200	11,6
Каминс VAL	США	1964	6—117,5×88,9	5,767	200—3000*	10,4
Каминс VALE	США	1964	8—117,5×88,9	7,70	2,65—3000*	10,4
Испано-Сунза 103T	Франция	—	8—120×120	10,86	300—2600	9,5
Берлие MAGK	Франция	—	6—140×160	14,78	320—1800	10,7
Вокеша 148DKBS	США	1954	6—133×152,4	12,77	280—2100	9,4
Алис-Чалмерс 2100	США	1959	6—133×165	13,8	340—1800	12,8
Каминс NRT	США	1956	6—130×152,4	12,3	335—2100	11,8
Каминс VT-12-700	США	1963	12—140×152,4	28	700—2100	13
Ролс-Ройс C6EL	Англия	1957	6—130×158	12,2	300—2100	10,5
Каминс VT-380	США	1960	6—140×152	14,1	380—2300	10,6
Катерпилар D 1673	США	1961	6—114,3×140	8,6	220—2200**	10,4
Интернейшенел UDT-817	США	1960	6—136,5×152,4	13,4	385—2100	12,3
Катерпилар D 330	США	1962	4—114,3×140,7	5,73	145—2200**	10,3
Катерпилар D 1693	США	1964	6—137,3×165	14,6	375—2200**	10,6
Волво TD-47c	Швеция	1964	6—95×110	4,7	163—2800	11,1
ЯМЗ-238H	СССР	1965	6—130×140	14,85	310—2100	9,0

* Объявленные перспективные показатели.

** Мощность при длительной работе двигателя.

Примечание. В этой таблице приняты следующие обозначения: D — диаметр цилиндра; S — ход поршня; V_h — рабочий объем двигателя; N_e — номинальная эффективная мощность; $p_{eN_{e\max}}$ — среднее эффективное давление при номинальной мощности; N_d — поршневая мощность; N_L — литровая мощность; ΔN_e — прирост номинальной мощности вследствие наддува в %; N_{e0} — номинальная мощность базового двигателя без наддува.

$p_{e\max}$ в кг/см ² , n в об/мин	$p_{e\max}$ $p_{eN_{e\max}}$	N_p		N_d в л. с./л	Удельная масса в кг/л. с. (в %)	ΔN_e (в %)	$\Delta p_{e\max}$ $p_{e0\max}$ в %	ϵ	Тип камеры сгорания
		в л. с./л	в л. с./л						
11,7	1,09	19,2	25	19,4	3,4	37,5	26	15,5	Камера в поршне
11,6—1200	1,1	32,2	38,5	20,3	3,65 (76)	31	33	—	То же
10,45	1,12	61,5	41	51	2,67	50	55	—	»
—	—	30,8	28,4	34,8	—	33	—	—	»
—	—	30,8	28,4	34,8	2,13	33	—	—	»
—	—	33	27,6	27,6	2,48 (76)	50	42	18	Вихрекамера
10,7	1	34,5	38	21,6	—	43	42	17,18	Камера в поршне
9,7—1800	1,03	33,4	35	22	3,96 (75)	40	20,5	17,5	Вихрекамера
12,2	—	42,3	40,4	24,6	4,15 (65)	47,5	41	14,5	Камера в поршне
13—1500	1,095	42,2	43	27,5	3,22 (64)	67,5	63	14,5	То же
11,8	1,1	38,05	41,6	25	3,68 (82)	33	34	14,1	»
11,8—1400	1,12	37,5	38,4	24,6	3,07 (68)	50	63	—	»
—	—	41	45	27	3,28	—	—	14	»
11,6—1600	1,14	40,2	32,1	25,7	4,3	—	—	18	Предкамера
14—1300	1,15	58,5	47	28,8	4,1 (68)	54	72	16,1	Камера в поршне
11,4	1,1	34,4	31,4	25,2	5,48	31	19	18	Предкамера
13	1,23	42	45,4	25,8	4,12	46	—	16	»
—	—	38	28,5	35,7	3,07 (60)	70	—	17	Камера в поршне
10	1,1	30,2	31,7	21,5	3,45 (78)	33	32	16	То же

цилиндра; S — ход поршня; V_h — рабочий объем двигателя; N_e — номинальная эффективная мощность; n — число оборотов коленчатого вала; $p_{e\max}$ — максимальное среднее эффективное давление при номинальной мощности в результате наддува в %; $\Delta p_{e\max}$ — прирост максимального эффективного давления без наддува; $p_{e0\max}$ — максимальное среднее эффективное давление базового двигателя без наддува.

расход топлива на 3—5% ниже, чем у базовых двигателей без наддува. За рубежом серийно выпускают автомобильные двухтактные двигатели с комбинированной двухступенчатой системой наддува (Дженерал Моторс и Фоден). В двигателях Фоден FD-6 применение данной системы наддува сочетается с использованием промежуточного охлаждения воздуха за первой ступенью (центробежным нагнетателем) в холодильнике класса воздух — воздух.

Как видно из табл. 1, при применении двухтактных двигателей с двухступенчатым наддувом с промежуточным охлаждением воздуха достигаются очень высокие удельная мощность, удельная масса и среднее эффективное давление.

Значение поршневой мощности доведено до рекордной в автомобильной технике величины $61,5 \text{ л. с./дм}^2$ (4500 кВт/м^2). Удовлетворительная работоспособность деталей поршневой группы обусловлена невысокой средней температурой цикла. Это связано как с работой при относительно высоком коэффициенте избытка воздуха, так и с промежуточным охлаждением воздушного заряда, поступающего в цилиндры дизеля. Рассмотрение материалов исследовательских работ по комбинированному наддуву дизелей Дженерал Моторс серии 71 показывает, что могут быть достигнуты высокое среднее эффективное давление (более 9 кг/см^2 или $0,88 \text{ Мн/м}^2$) и литровая мощность (свыше 40 л. с./л или 29 300 кВт/м^3).

В данном случае предел повышения эффективного давления при наддуве прежде всего зависит от температурной напряженности выпускных клапанов. При увеличении давления p_e более 7 кг/см^2 ($0,68 \text{ Мн/м}^2$) на номинальном режиме дизелей данной серии с комбинированной системой наддува не удастся обеспечить удовлетворительного протекания скоростной характеристики, необходимого для применения этих двигателей на автомобилях. Улучшение показателей этих двигателей возможно путем применения четырех выпускных клапанов в цилиндре вместо двух. Использование так называемых огневых поршневых колец, устанавливаемых в непосредственной близости от днища поршня, позволяет значительно уменьшить забрасывание газов в продувочный ресивер.

Отмеченные преимущества использования комбинированных схем наддува относятся к двухтактным двигателям с прямоточной системой продувки.

В двигателях с симметричными системами продувки использование комбинированных систем воздухообеспечения ограничено более низкой работоспособностью выпускных газов. Вследствие этого, а также из-за невозможности использования энергии вращательного движения воздушного заряда для интенсификации смесеобразования попытки использования таких схем наддува для серийных автомобильных двигателей не имели успеха.

2. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ДИЗЕЛИ С ПРИВОДНЫМИ НАГНЕТАТЕЛЯМИ

Четырехтактные автомобильные дизели с наддувом еще до 1940 г. иногда оборудовали приводными объемными нагнетателями. В настоящее время их применяют в тех случаях, когда при высокой компактности необходимы повышенная приемистость двигателей, малая дымность выпуска и большой крутящий момент в области низких чисел оборотов коленчатого вала (рис. 2). В боль-

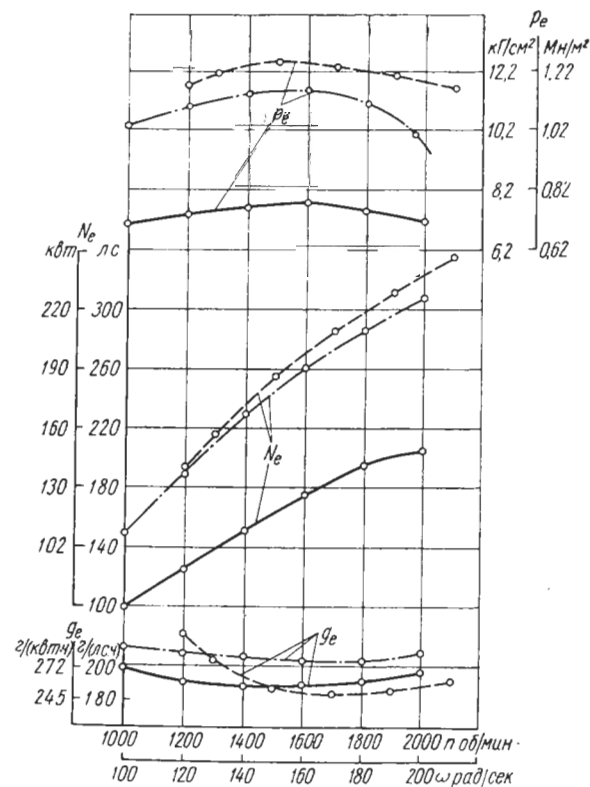


Рис. 2. Скоростные характеристики дизелей Каминс:

шинстве случаев двигатели данной группы снабжают нагнетателями типа Рут, которые отличаются невысоким к. п. д. и большой шумностью работы. Топливная экономичность двигателей с такими нагнетателями уменьшается по сравнению с топливной экономичностью базовых двигателей без наддува более чем на 5%. Поэтому применение автомобильных и тракторных двигателей с такими нагнетателями очень ограничено.

Более благоприятные результаты, особенно в горных условиях, дало оборудование дизелей Заурер вместо обычных роторно-шестеренчатых нагнетателей нагнетателями с поджатием воздуха, имеющими винтовые роторы [32]. В данном случае высокий крутящий момент двигателя реализуется уже при числе оборотов коленчатого вала $n_{\min} = 0,5n_e$ при работе двигателя по скоростной характеристике. Удельный расход топлива при наддуве возрастает на 1—2% по сравнению с базовым двигателем. Чтобы предотвратить резкое ухудшение топливной экономичности на малых нагрузках, нагнетатели приходится отключать, для чего в систему их привода введены гидромфты, а также применяются ступенчатые системы перепуска воздуха помимо нагнетателя [11]. Конструкция двигателя в результате этого значительно усложняется.

Применение ступенчатых систем регулирования автомобильных двигателей, как известно, связано с большими неудобствами. Вследствие этого, а также вследствие стремления к повышению топливной экономичности дизелей распространение приводных нагнетателей уменьшается.

3. СИСТЕМЫ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ПРИВОДА НАГНЕТАТЕЛЕЙ

В 50-х годах были испытаны системы дифференциального привода объемных нагнетателей для автомобильных двигателей с наддувом. В 1964 г. одна из таких систем была отработана фирмой Перкинс до состояния, при котором возможно серийное производство двигателей с дифференциальным приводом нагнета-

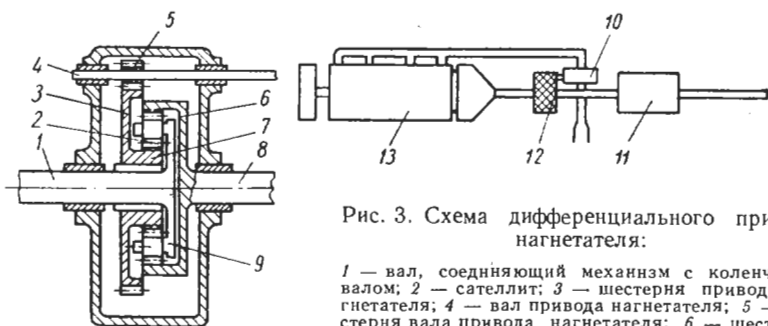


Рис. 3. Схема дифференциального привода нагнетателя:

1 — вал, соединяющий механизм с коленчатым валом; 2 — сателлит; 3 — шестерня привода нагнетателя; 4 — вал привода нагнетателя; 5 — шестерня вала привода нагнетателя; 6 — шестерня внутреннего зацепления с барабаном; 7 — шестерня наружного зацепления, жестко связанная с шестерней 3; 8 — приводной вал коробки передач; 9 — водило; 10 — нагнетатель; 11 — коробка передач; 12 — дифференциальный механизм; 13 — двигатель

телей, и опыт этот был широко освещен в зарубежной периодической печати.

Типичная схема механизма дифференциального привода нагнетателя показана на рис. 3.

Как видно из этой схемы, коленчатый вал приводит во вращение водило 9, в котором укреплены оси сателлитов 2. Послед-

ние зацепляются с шестерней 6 внутреннего зацепления и с шестерней 7, жестко связанной с шестерней 3. Шестерня 3 входит в зацепление с шестерней 5, которая сидит на валу 4 привода нагнетателя.

Дифференциальный механизм данного типа обеспечивает постоянство отношения крутящего момента двигателя к крутящему моменту, затрачиваемому на привод нагнетателя, при неизменном отношении крутящего момента двигателя к крутящему моменту на первичном валу коробки передач. При уменьшении числа оборотов коленчатого вала и большой нагрузке двигателя автоматически возрастает число оборотов вала привода нагнетателя, в результате чего увеличивается давление наддува. На малых нагрузках число оборотов вала привода нагнетателя автоматически снижается и давление наддува падает.

Вследствие увеличения давления наддува при снижении числа оборотов коленчатого вала данная система наддува позволяет значительно повысить коэффициент приспособляемости (до 2 и более) по сравнению с базовым двигателем без наддува.

Это подтверждается данными (рис. 4), опубликованными фирмой Перкинс. На рис. 4 приведена кривая среднего эффективного давления дизеля модели G-354 с дифференциальным приводом нагнетателя, а также кривая удельного расхода топлива, которая свидетельствует о сохранении высокой топливной экономичности дизеля с такой системой наддува.

При бесспорном удобстве управления автомобилем и возможности повышения производительности перевозок в случае применения системы наддува с дифференциальным приводом нагнетателя следует отметить и ее принципиальные недостатки. Они заключаются в том, что в двигателе, имеющем характеристику,

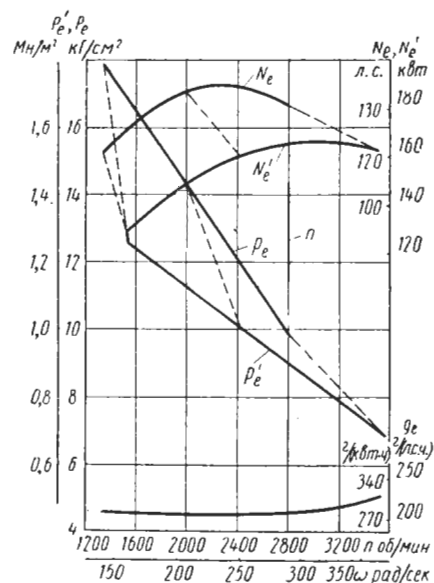


Рис. 4. Внешняя характеристика дизеля Перкинс с дифференциальным приводом нагнетателя:

N_e — мощность дизеля; N'_e — мощность на выходном валу; p_e — среднее эффективное давление дизеля; p'_e — среднее эффективное давление, приведенное к выходному валу; n — номинальное число оборотов коленчатого вала дизеля; g_e — удельный расход топлива

подобную той, которая показана на рис. 4, резко возрастают средние и максимальные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма и особенно на подшипники коленчатого вала по сравнению с двигателем, оборудованным системой низкого или среднего наддува. Поэтому в двигателях с дифференциальным приводом нагнетателя потребовалось бы увеличить размеры подшипников, а следовательно, и абсолютную массу двигателя при известном снижении максимальной мощности по сравнению с дизелем со средним турбонаддувом.

Таким образом, удельная масса двигателя с дифференциальным приводом нагнетателя будет значительно больше удельной массы двигателя с турбонаддувом. Удельный расход топлива при использовании такой системы наддува несколько выше, чем при применении турбонаддува.

Описанный дифференциальный механизм весьма сложен и громоздок, а напряженность его элементов высока. Тем не менее разработка его свидетельствует о возможности улучшения протекания характеристик двигателей в результате наддува.

4. ТУРБОНАДДУВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Несмотря на неудачу первого опыта турбонаддува автомобильных двигателей Заурер (1939 г.), в 50-х годах были широко развернуты опытные работы в данной области. Основной целью этих работ было повышение к. п. д. турбокомпрессоров при малых расходах воздуха, характерных для автомобильных двигателей, увеличение надежности турбокомпрессоров при одновременном уменьшении их массы и габаритов, а также улучшение протекания процессов в двигателях с турбонаддувом.

Успеху этих изысканий способствовало использование опыта применения турбокомпрессоров для наддува двигателей неавтомобильного назначения, а также повышение качества деталей автомобильных двигателей в результате развития системы специализированных предприятий, улучшение применяемых материалов и усовершенствование технологических процессов.

В настоящее время серийно выпускаются легкие турбокомпрессоры, применяемые как для турбонаддува автомобильных дизелей большой мощности, так и для двигателей средней мощности. Турбонаддув пока применяют для автомобильных двигателей, эффективная мощность которых составляет 100—600 л. с. (80—500 кВт), и тракторных двигателей мощностью 75—400 л. с. (55—300 кВт). Диапазон ряда мощностей автотракторных двигателей с турбонаддувом постепенно расширяют.

Выпуск автомобильных дизелей с турбонаддувом осуществляется более чем 20-ю заводами. Общее число моделей современных автомобильных дизелей с турбонаддувом превышает 50.

Основные параметры типичных моделей автомобильных дизелей с турбонаддувом приведены в табл. 1.

Уже в начале текущего десятилетия в США свыше одной трети автомобильных дизелей выпускались с наддувом. Особенно велико (до 70%) число моделей автотракторных двигателей с наддувом большой мощности (250—750 л. с. или 180—550 кВт).

На двигатели мощностью до 400 л. с. (300 кВт) устанавливают один турбокомпрессор, а на двигатели более высокой мощности — два турбокомпрессора. Турбонаддув используется как средство увеличения агрегатной мощности при тех размерах цилиндров, которые являются оптимальными для массовых автомобильных двигателей. Следует отметить, что выпуск моделей двигателей с наддувом сочетают с применением базовых моделей без наддува.

Перспективным типажом автомобильных двигателей в СССР предусмотрен выпуск автомобильных дизелей с турбонаддувом мощностью от 240 л. с. (175 кВт) до 520—600 л. с. (380—440 кВт) для автомобилей большой грузоподъемности наряду с применением двигателей без наддува мощностью 240—360 л. с. (175—265 кВт).

При общей положительной оценке опыта турбонаддува серийных автомобильных двигателей нельзя не отметить и ряд недостатков.

К серьезным недостаткам следует отнести повышенную дымность выпуска дизелей с турбонаддувом при резком разгоне автомобиля и ухудшение его динамики в начале разгона по сравнению с автомобилями, на которых установлены двигатели без наддува той же мощности. При турбонаддуве затруднено применение так называемого выпускного тормоза для торможения автомобиля, что объясняется несовершенством уплотнений системы подвода газов и масляной ванны турбокомпрессоров. Не вполне удовлетворительно протекание скоростных характеристик двигателей данного вида. Техническое обслуживание двигателей с наддувом сложнее, чем двигателей без наддува. Устранению этих недостатков должно быть уделено большое внимание.

Ниже приводятся данные о применении и испытаниях серийных автомобильных двигателей с турбонаддувом. В соответствии с часто применяемой системой классификации отдельно рассмотрим двигатели с низким наддувом (мощность в результате наддува увеличивается менее чем на 30%), со средним наддувом (от 30 до 45%) и с высоким наддувом (свыше 45%).

5. ДИЗЕЛИ С НИЗКИМ ТУРБОНАДДУВОМ

Первые относительно успешные результаты применения турбонаддува для серийных автомобильных дизелей относятся к началу 50-х годов, когда были выпущены шестицилиндровые дизели с импульсными системами наддува, укомплектованные турбокомпрессорами с осевыми турбинами.

На рис. 5 показана схема системы наддува четырехтактного шестицилиндрового дизеля MAN с пленочным смесеобразованием.

Применение импульсной системы турбонаддува при очень малом объеме трубопроводов, идущих от цилиндров к турбине, позволило повысить эффективную мощность дизеля на 15% при одновременном улучшении топливной экономичности до 5%. У данного дизеля с низким турбонаддувом степень повышения давления воздуха не превышает 1,5; среднее эффективное давление на номинальном режиме при наддуве достигало $8,45 \text{ кг/см}^2$ (828 кн/м^2). На номинальном режиме температура выпускных газов у дизеля с наддувом ниже, чем у базового двигателя без

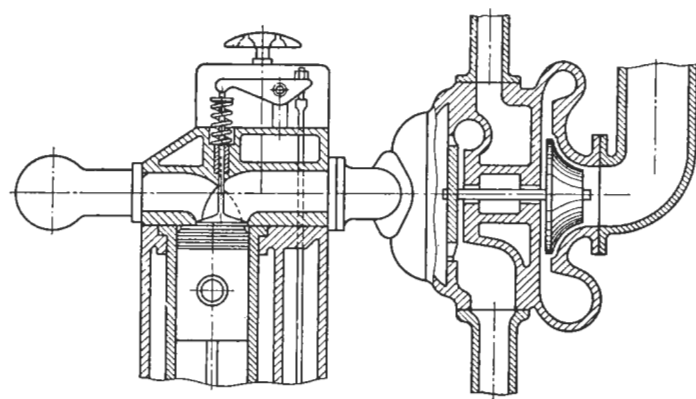


Рис. 5. Система турбонаддува дизеля с пленочным смешиванием

наддува. Угол поворота коленчатого вала, соответствующий углу перекрытия клапанов в данном дизеле, невелик (не более 20°), поэтому продувка цилиндров практически отсутствует.

В каждом из трех передних и трех задних цилиндров шестицилиндрового дизеля с рядным расположением цилиндров равномерно через каждые 240° поворота коленчатого вала чередуются одноименные такты рабочего цикла. Вследствие этого для обеспечения высокой степени использования энергии выпускных газов двигателя входной аппарат турбины разделяют на две одинаковые секции, т. е. осуществляют подвод с 50% парциальности. Практически это характерно для всех автомобильных шестицилиндровых двигателей с турбонаддувом.

Такое устройство систем наддува позволяет добиться значительного уменьшения давления в конце такта выпуска из каждого цилиндра и получить высокий к. п. д. использования энергии выпускных газов, несмотря на снижение к. п. д. турбины по сравнению со случаем полного подвода.

Определенный интерес представляют полученные при исследовании этого дизеля данные об изменении его показателей вслед-

ствие замены турбокомпрессора с осевой турбиной турбокомпрессором с радиально-осевой центробежной турбиной (РОЦТ). Использование в системе турбонаддува даже сравнительно несовершенных РОЦТ дало определенные преимущества по сравнению с хорошо доведенной турбиной осевого типа.

На рис. 6 приведены нагрузочные характеристики дизеля, оборудованного турбокомпрессором с осевой турбиной MAN

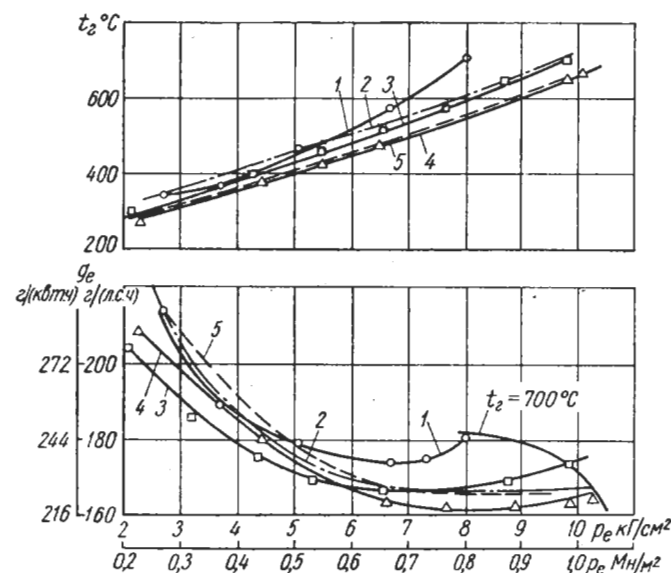


Рис. 6. Нагрузочные характеристики дизеля с пленочным смешиванием:

1 — без наддува; 2 — с неимпульсной системой наддува; 3 — с импульсной системой наддува с осевой турбиной; 4 — с импульсной системой наддува с осевой турбиной при охлаждении воздуха после нагнетателя; 5 — с импульсной системой наддува с радиально-осевой центробежной турбиной

и опытным турбокомпрессором с РОЦТ при числе оборотов коленчатого вала 1600 в минуту, а также характеристика дизеля без наддува. Дизели с турбонаддувом имели одинаковые нагнетатели. Температура t_2 выпускных газов перед турбиной поддерживалась одинаковой и достигала 700°C при максимальной подаче топлива. Степень сжатия воздуха в нагнетателе при среднем эффективном давлении $p_e = 8 \text{ кг/см}^2$ ($0,78 \text{ Мн/м}^2$) была в обоих случаях одинаковой.

Из рассмотрения этих графиков следует, что при данной мощности двигателя в случае использования РОЦТ значительно повышается топливная экономичность по сравнению с осевой турбиной в области высоких значений $p_e > 7 \text{ кг/см}^2$ ($0,68 \text{ Мн/м}^2$) при $n = 1600 \text{ об/мин}$ ($\sim 165 \text{ рад/сек}$). При малых нагрузках более

высокая топливная экономичность двигателя достигается в случае применения осевой турбины.

Таким образом, при большом эффективном давлении выше к. п. д. системы турбонаддува с РОЦТ, а при низком — к. п. д. системы турбонаддува с осевой турбиной.

На рис. 6 приведена также характеристика (кривая 2) того же дизеля с РОЦТ в случае применения неимпульсной системы наддува. Обращает внимание значительное в этом случае снижение топливной экономичности по сравнению с импульсной системой турбонаддува с тем же турбокомпрессором. Удельный расход топлива по сравнению с импульсной системой турбонаддува повышается примерно на 2%, что объясняется, как будет отмечено ниже, более высоким к. п. д. импульсной системы турбонаддува. Вследствие этого, а также вследствие технологических преимуществ РОЦТ и относительно малого момента инерции их колес эти турбины широко применяются в агрегатах импульсных систем турбонаддува автомобильных двигателей.

Сопоставление нагрузочных характеристик дизеля с наддувом и базового дизеля без наддува (кривая 1 на рис. 6) показывает, что применение турбонаддува позволяет значительно повысить топливную экономичность по сравнению с базовым дизелем без наддува уже при $p_e > 5 \text{ кг/см}^2$ ($0,49 \text{ Мн/м}^2$). На малых нагрузках при эффективном давлении $p_e < 4 \text{ кг/см}^2$ ($0,39 \text{ Мн/м}^2$) или равном 45% от максимального давления в случае применения турбонаддува топливная экономичность уменьшается не более чем на 4% по сравнению с топливной экономичностью базового двигателя без наддува. Поэтому нерегулируемый турбонаддув экономически наиболее целесообразен при относительно больших средних нагрузках на двигатель.

Представляют интерес данные о влиянии охлаждения воздуха после нагнетателя на эффективные показатели двигателя. На рис. 6 показана ветвь нагрузочной характеристики (кривая 4) при охлаждении воздуха с понижением температуры воздуха на величину

$$\Delta T_x = \frac{T_K - T_0}{2},$$

где T_K — температура воздуха после нагнетателя;

T_0 — температура окружающего воздуха.

При невысоких степенях повышения давления нагнетателя применение такого интенсивного охлаждения позволяет повысить максимальное эффективное давление всего на 10%. Увеличение давления p_e при числе оборотов коленчатого вала $n = 0,5 n_e$ практически отсутствует.

Значительное повышение эффективного к. п. д. двигателя в результате охлаждения воздуха в области больших нагрузок

связано с уменьшением тепловых потерь при понижении температуры нагнетаемого воздуха.

Как видно из данных табл. 1, в 50-х годах было развернуто серийное производство ряда моделей автомобильных дизелей с низким турбонаддувом, имеющих турбокомпрессоры с РОЦТ. Путем наддува эффективная мощность этих дизелей увеличивается на 20—30% при еще большем относительном увеличении максимального среднего эффективного давления. Степень повышения давления воздуха в нагнетателе у дизелей данного класса не превышала 1,5. Удовлетворительное протекание скоростной характеристики дизелей при надлежащем законе воздухоподдачи обеспечивается подбором элементов топливоподающей аппаратуры.

Как известно, среднее эффективное давление у автомобильных дизелей без наддува сравнительно высоко. У ряда дизелей максимальное давление p_e превышает 8 кг/см^2 ($0,78 \text{ Мн/м}^2$). Это объясняется высоким механическим к. п. д. и высоким коэффициентом наполнения, а также относительно малым коэффициентом избытка воздуха. Поэтому даже при низком наддуве автомобильных дизелей максимальное давление p_e достигает $9—9,5 \text{ кг/см}^2$ ($0,88—0,93 \text{ Мн/м}^2$). По данным ряда зарубежных фирм, при таком форсировании двигателя максимальное давление цикла обычно не превышает $80—90 \text{ кг/см}^2$ ($7,8—8,8 \text{ Мн/м}^2$).

У быстроходных дизелей с таким давлением цикла сохраняются те же детали, что и у базовых моделей дизелей без наддува, многие из которых были созданы еще до 1940 г. Этим в основном обуславливаются невысокие удельные мощностные показатели дизелей с низким турбонаддувом.

В двигателях с наддувом уменьшаются высокочастотные динамические составляющие напряжений в деталях, в результате этого их запас прочности сохраняется достаточно высоким.

В табл. 2 приведены основные безразмерные параметры деталей кривошипно-шатунных механизмов двигателей с наддувом.

С целью сохранения удовлетворительных пусковых качеств дизелей с низким наддувом их степень сжатия сохраняют той же, что и у базовых двигателей без наддува. Неизменными оставляют и фазы газораспределения дизелей. Согласно большому количеству данных при низком турбонаддуве автомобильных дизелей их топливная экономичность повышается по сравнению с топливной экономичностью базовых дизелей на 3—5%. Масса автомобильного двигателя с низким турбонаддувом увеличивается на 2—3% по сравнению с массой базовой модели без наддува; поэтому удельная масса дизеля с наддувом уменьшается почти в том же отношении, в каком увеличивается его мощность. Удельная масса рядных автомобильных дизелей с наддувом мощностью 200 л. с. (150 кВт) при изготовлении основных отливок из чугуна обычно равна $4—5 \text{ кг/л. с.}$ ($5,4—6,8 \text{ г/см}^3$).

Данные о сроке службы до ремонта дизелей с низким турбонаддувом весьма ограничены. Согласно ряду источников наибольший срок службы до ремонта таких двигателей почти такой же, как и у базовых двигателей. Значение поршневой мощности у двигателей данного класса обычно не превышает 28 л.с./дм (1,9 квт/м).

Срок службы до ремонта современных моделей автомобильных турбокомпрессоров для рассматриваемых двигателей соответствует пробегу автомобиля 100 тыс. км и более.

Одним из обстоятельств, способствующих применению низкого турбонаддува, оказалось снижение требований к воспламеняемости дизельных топлив. Как отмечено ниже, это объясняется активизацией процесса воспламенения по мере повышения температуры и давления воздуха, поэтому низкий наддув стали использовать в многотопливных дизелях.

В соответствии со сложившимся типажом базовых автомобильных двигателей большинство дизелей с низким турбонаддувом имеет шесть цилиндров, расположенных в ряд. В этом случае конструктивно целесообразно использовать импульсную систему турбонаддува с двухсекционным подводом газа к колесу турбины.

В последнее время подготовлен и выпущен ряд новых быстрых автомобильных дизелей с низким наддувом. В частности, объявлено о выпуске дизелей с наддувом Перкинс и Волво. Тем не менее вследствие больших энергетических ресурсов, имеющих в импульсной системе низкого турбонаддува, целесообразно повышение степени наддува, т. е. применение среднего турбонаддува автомобильных двигателей.

6. ДИЗЕЛИ СО СРЕДНИМ ТУРБОНАДДУ- ВОМ

В автомобильных дизелях со средним турбонаддувом, обуславливающим повышение мощности на 30—45% по сравнению

с базовыми двигателями, для получения хороших пусковых качеств степень сжатия должна быть не менее 15—16. При такой степени сжатия рабочий процесс дизеля со средним наддувом может быть достаточно экономичным по расходу топлива лишь в том случае, когда давление p_z превышает 95—110 кг/см² (9,3—10,7 Мн/м²). Чтобы обеспечить удовлетворительную надежность деталей двигателей со средним наддувом при таких высоких газовых нагрузках, приходится увеличивать размеры элементов кривошипно-шатунного механизма. Таким образом, у двигателей со средним наддувом специально усиливают конструкцию деталей. Это подтверждается данными табл. 2.

Для смазки дизелей со средним наддувом, так же как и для дизелей с высоким наддувом, применяют высокосортные масла с комплексными присадками. В этом случае, по литературным данным, срок службы автомобильных двигателей со средним

Таблица 2
Основные параметры элементов кривошипно-шатунного механизма автомобильных двигателей с наддувом

Фирма и модель	Число цилиндров	Диаметр цилиндра D в мм	Ход поршня S в мм	$\bar{S} = \frac{S}{D}$	$\frac{d_{к.ш}}{D}$	$\frac{d_{ш.ш}}{D}$	$\frac{d_{п.п}}{D}$	$\frac{r_z}{D}$	$\frac{L_n}{D}$	$\frac{b}{D}$	$\frac{L_u}{D}$	$\frac{x}{D}$
Низкий наддув												
Перкинс 340S	6	101,6	114,3	1,125	0,71	0,585	0,377	—	—	0,19	—	0,085
Мерседес-Бенц OM-315	6	112	140	1,245	0,802	0,64	0,34	0,0358	—	—	—	—
Лейланд 0600TS	6	122	140	1,145	0,72	0,62	0,349	0,0313	1,296	—	—	0,09
Средний наддув												
ЯМЗ-238Н	8	130	140	—	0,81	0,65	0,385	0,046	1,35	0,23	1,53	0,193
МАК-ЕНДТ	6	124	152,4	1,2	0,815	0,7	0,33	—	1,15	0,2	1,4	0,16
Волво D96AS	6	120,6	140	1,16	0,83	0,715	0,375	0,0315	—	—	—	0,12
Каминс VT-430	8	140	127	0,905	0,77	0,57	0,363	0,039	0,78	0,19	1,48	0,216
Высокий наддув												
Каминс NRT	6	130	152,4	1,165	0,88	0,61	0,39	0,034	1,08	0,204	1,36	0,16
Катерпилар D 1673	6	114,3	140	1,22	0,775	—	0,332	—	1,22	—	—	—
Алис-Чалмерс 21000	6	133	165	1,22	0,712	—	0,337	—	1,28	0,203	—	—
Интернейшенел UDT-817	6	136,5	152,4	1,12	0,832	—	0,37	0,037	1,235	—	—	—

В этой таблице приняты следующие обозначения: $d_{к.ш}$ — диаметр коренной шейки; $d_{ш.ш}$ — диаметр шатунной шейки; $d_{п.п}$ — диаметр поршневого пальца; r_z — радиус галтелей; L_n — длина поршня; b — толщина щеки коленчатого вала; L_u — расстояние между цилиндрами; x — перекрытие шеек.

наддувом до ремонта относительно мало отличается от срока службы до ремонта базовых двигателей без наддува.

В двигателях со средним наддувом без применения масляного охлаждения поршней допускается поршневая мощность, равная 29 л. с./дм (21 кВт/м).

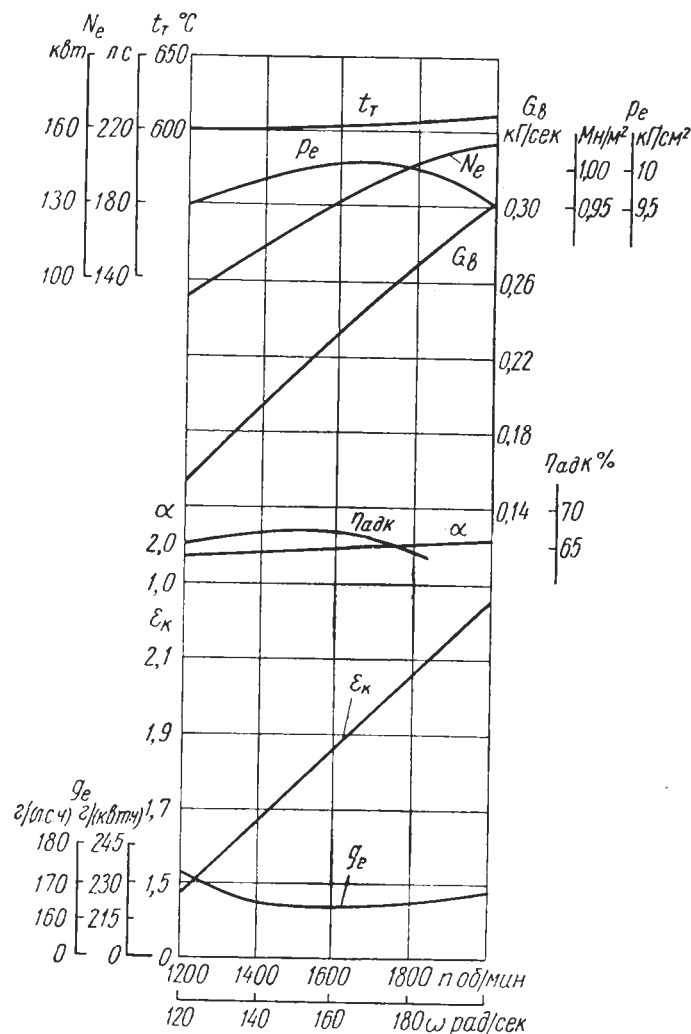


Рис. 7. Характеристика дизеля Мидаус со средним турбонаддувом:

t_T — температуры газов перед турбиной; p_e — среднее эффективное давление; N_e — эффективная мощность; G_a — расход воздуха; $\eta_{адк}$ — к. п. д. нагнетателя; α — коэффициент избытка воздуха; ϵ_k — степень повышения давления в нагнетателе; g_e — удельный расход топлива

Максимальная температура выпускных газов обычно ограничивается теми же значениями, что у базовых двигателей (не более 700° С).

Для обеспечения удовлетворительного протекания скоростной характеристики в двигателях со средним наддувом допускаются сравнительно высокие значения степени повышения давления в нагнетателе на номинальном режиме (1,6—2,0).

Большинство автомобильных дизелей со средним наддувом имеют по шесть цилиндров, расположенных в один ряд. Как правило, применяются импульсные системы турбонаддува с двумя одинаковыми секциями, питающими турбину.

Типичным двигателем данного класса является шестицилиндровый дизель Мидаус модели 6DCU с рабочим объемом 10,3 л (0,01 м³), который оборудован турбокомпрессором Холсет с наружным диаметром рабочих колес 101,6 мм. На рис. 7 показаны скоростные характеристики этого дизеля и базового дизеля без наддува.

Как видно, применение турбонаддува позволяет повысить максимальное среднее эффективное давление на 29% при увеличении максимальной мощности на 42%. Вследствие турбонаддува удельная масса дизеля уменьшается на 40%. Протекание скоростной характеристики (коэффициент приспособляемости равен 1,07) свидетельствует о том, что дизель с турбонаддувом пригоден для применения на автомобиле.

При сравнительно высокой степени повышения максимальной мощности для обеспечения достаточного давления p_e при работе двигателя с малым числом оборотов степень повышения давления ϵ_k приходится доводить до 2 на номинальном режиме. В этом случае коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2$, а температура газов перед турбиной оказывается относительно низкой — около 600° С. Недостатком такой настройки системы турбонаддува являются высокие давления цикла, вследствие чего степень сжатия двигателя со средним наддувом снижают на одну единицу по сравнению со степенью сжатия базового двигателя. Для надежного уплотнения газового стыка между блоком цилиндров и головкой применяются медно-асбестовые прокладки.

По литературным данным [39], применение дизелей со средним наддувом на автомобилях позволяет повысить топливную экономичность более чем на 5—7% по сравнению с двигателями без наддува той же мощности.

Одним из характерных примеров осуществления среднего наддува автомобильных дизелей являются отечественные восьмицилиндровые четырехтактные дизели ЯМЗ-238Н (рис. 8).

Применение турбонаддува было предусмотрено еще на первых этапах разработки дизелей. Это учитывалось при выборе безразмерных параметров кривошипно-шатунного механизма, отработке силовой схемы блок-картера, выборе жесткости гильз

цилиндров, отработке конструкции газораспределительного механизма и топливоподающей аппаратуры. Наряду с этим возможность значительного увеличения нагрузок на детали при большом числе оборотов учитывалась при назначении допусков и составлении технических условий на детали двигателя, а также при выборе материалов. Были предусмотрены необходимые технологические решения, среди которых следует отметить применение

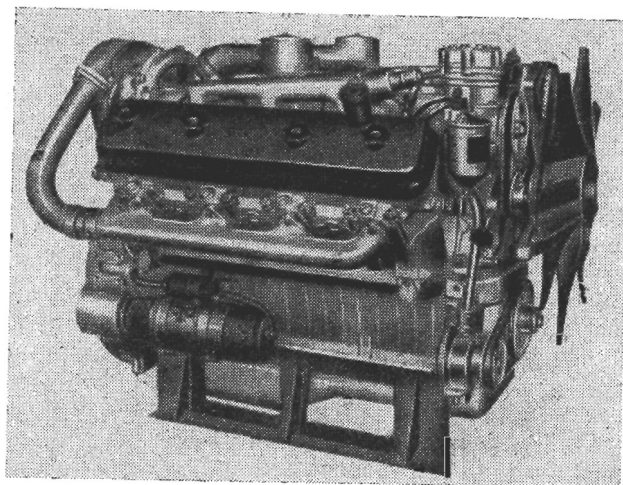


Рис. 8. Дизель ЯМЗ-238Н

искусственного старения блока цилиндров, использование алюминиевого высококремнистого заэвтектического сплава для поршней, использование поршневых колец трапециевидного сечения, изготовление коленчатого вала с галтелями большого радиуса

$$\bar{r}_z = \frac{r_z}{d_{ш}} \leq 0,07,$$

где r_z — радиус галтелей;
 $d_{ш}$ — диаметр шейки.

Применение V-образного расположения цилиндров обусловило компактность, малую металлоемкость и высокую жесткость конструкции по сравнению с рядными двигателями. Однако при осуществлении такой компоновки потребовалось решить ряд специальных задач и, в частности, обеспечить достаточную жесткость картера при наличии усилий, действующих вдоль стыка блок-картера с крышками коренных подшипников. Жесткость картера была увеличена в результате крепления к нему каждой крышки подшипников четырьмя болтами, оси которых находятся в одной плоскости.

При отработке силовой схемы блок-картера большое внимание было уделено тому, чтобы деформация гильз цилиндров при затяжке газового стыка была минимальной. Для этого была применена система ребер, непосредственно передающих усилия от шпилек крепления головок к болтам крепления крышек подшипников. Размеры деталей были выбраны так, чтобы жесткость была достаточной при высоких газовых нагрузках.

Вкладыши подшипников коленчатого вала залиты свинцовистой бронзой. Максимальное давление на единицу площади проекции шатунного подшипника может составлять 300 кг/см^2 ($2,94 \text{ Мн/м}^2$) без уменьшения их срока службы.

Как и другие современные дизели с наддувом, дизели ЯМЗ имеют камеры сгорания в поршнях. Диаметр плунжера топливного насоса равен 10 мм. Закрытые форсунки имеют по четыре отверстия, размер которых для дизелей с наддувом может быть увеличен по сравнению с размером распыливающих отверстий форсунок базовых дизелей без наддува. Вращательное движение воздушного заряда, интенсифицирующее смесеобразование и сгорание, обуславливается тангенциальным расположением впускных каналов по отношению к поверхности цилиндра.

Для повышения надежности газораспределительного механизма используют систему штанг с рычажными толкателями, имеющими роликовые наконечники, а также устройства, обеспечивающие вращение клапанов. Фаски выпускных клапанов покрыты стеллитом.

В системе смазки дизеля поддерживается постоянное давление масла более 4 кг/см^2 ($\sim 0,4 \text{ Мн/м}^2$) в результате применения клапана — регулятора давления. Расход масла достигает $0,21 \text{ л/(мин} \cdot \text{л. с.)}$ [$0,53 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/(\text{сек} \cdot \text{вт})$] мощности двигателя. Большое внимание уделено охлаждению головок и цилиндров.

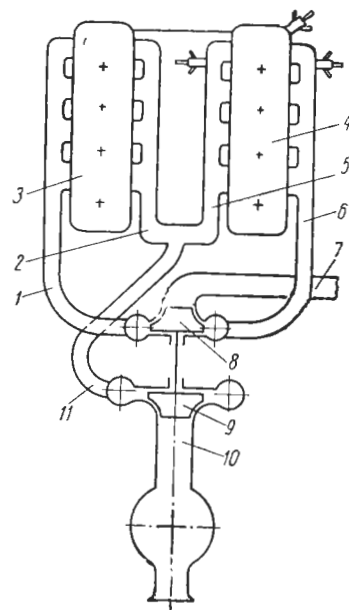
Расход охлаждающей жидкости при работе дизеля на номинальном режиме равен $7 \text{ л/(мин} \cdot \text{л. с.)}$ [$1,1 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3/(\text{сек} \cdot \text{л. с.)}$].

Перечисленные выше мероприятия обуславливают надежную работу дизелей ЯМЗ при среднем турбонаддуве и создают предпосылки для дальнейшего повышения степени наддува.

Специфика турбонаддува дизелей ЯМЗ-238Н связана с неравномерным чередованием рабочих ходов в каждом ряду цилиндров. Это объясняется тем, что оси колен коленчатого вала взаимно последовательно расположены под углом 90° .

При V-образном расположении цилиндров автомобильного двигателя с турбонаддувом наименьший габаритный объем достигается при расположении турбокомпрессора со стороны маховика. Поэтому для дизеля ЯМЗ-238Н принята схема системы турбонаддува, изображенная на рис. 9, с двумя подводами газа от цилиндров каждого ряда к кожуху турбины. Для наиболее рациональной организации потоков в кожухе турбины два впускных патрубка расположены тангенциально. Чтобы использовать

импульсный эффект, входной аппарат турбины разделяют на два независимых улиточных подвода и соответственно на две секции, каждая из которых питает половину каналов соплового венца. Объем трубопроводов, соединяющих головки цилиндров с каждой из секций входного аппарата турбины, относительно невелик и не превышает объема каждого цилиндра двигателя.



Дизели ЯМЗ-238Н с турбонаддувом имеют те же фазы газораспределения, что и базовая модель. Угол перекрытия клапанов равен 40° поворота коленчатого вала, и продувка почти отсутствует.

Вследствие отмеченной выше неравномерности чередования рабочих ходов в цилиндрах каждого ряда импульсы в соответствующих трубопроводах, питающих турбину, также чередуются через неодинаковые интервалы времени.

Рис. 9. Схема системы турбонаддува дизеля ЯМЗ-238Н:

1 и 6 — выпускные трубопроводы; 2 и 5 — впускные трубопроводы; 3 — левый ряд цилиндров; 4 — правый ряд цилиндров; 7 — выпускной трубопровод отработавших газов; 8 — турбина турбокомпрессора; 9 — нагнетатель турбокомпрессора; 10 — патрубок подвода воздуха в нагнетатель; 11 — патрубок отвода воздуха из нагнетателя в двигатель

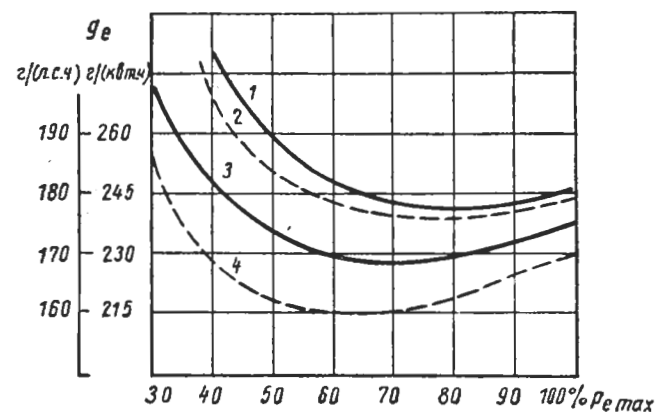
Дизель оборудован специальным отечественным турбокомпрессором ЯМЗ типоразмера ТКР-14.

Как видно из рис. 29 (кривая 2), процесс изменения давления газа в трубопроводе при выпуске из двух цилиндров каждого ряда имеет резко импульсный характер с глубоким спадом давления в трубопроводе в конце такта выпуска. Закон изменения давления в трубопроводе во время выпуска из двух других цилиндров не может быть отнесен к импульсному. Таким образом, в данном дизеле реализован один из видов смешанной системы турбонаддува.

В результате турбонаддува дизеля ЯМЗ-238Н удастся увеличить среднее эффективное давление на номинальном режиме от $6,93$ ($0,68$) до $9-9,2$ кг/см^2 ($0,88-0,93$ Мн/м^2), т. е. более чем на 30% при уменьшении удельной массы двигателя примерно на 30% . При таком приросте среднего эффективного давления вследствие наддува удастся сохранить то же значение средней температуры выпускных газов, что и у базового двигателя без наддува.

Применение турбонаддува позволяет значительно повысить топливную экономичность двигателя, в среднем на 5% (рис. 10).

Сравним результаты, полученные при моторных испытаниях дизеля ЯМЗ-238Н со смешанной системой турбонаддува и однотипного опытного шестицилиндрового двигателя ЯМЗ-236 с импульсной системой турбонаддува и питанием каждой секции входного аппарата турбины от трех цилиндров без равномерных интервалов времени. В обоих случаях дизели были оборудованы одним и тем же турбокомпрессором с настройкой на величину $\epsilon_K = 1,75$ при $p_e = 9$ кг/см^2 ($0,88$ Мн/м^2). Сопоставляя кривые, приведенные на рис. 11 для первого и второго дизелей, видим, что в протекании нагрузочных характеристик нет значительной разницы. Следовательно, при достаточно высоком к. п. д. системы турбонаддува применение «смешанной» системы наддува в дизеле ЯМЗ-238Н целесообразно.



Фиг. 10. Нагрузочные характеристики дизеля ЯМЗ-238:

1 — без наддува при $n = 2100$ об/мин; 2 — с турбонаддувом при $n = 2100$ об/мин; 3 — без наддува при $n = 1600$ об/мин; 4 — с турбонаддувом при $n = 1600$ об/мин.

При протекании скоростной характеристики, характеризуемой коэффициентом приспособляемости $1,1$, степень повышения давления ϵ_K , равная $1,75$ при $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек), уменьшается до $1,3$ при $n = 1200$ об/мин (~ 130 рад/сек).

Таким образом, использование турбокомпрессора с нагнетателем, имеющим безлопаточный диффузор, без применения дополнительных устройств для регулирования дает возможность получить требуемую скоростную характеристику автомобильного дизеля со средним турбонаддувом. Это достигается при сравнительно большой степени повышения давления ϵ_K на номинальном скоростном режиме и соответственно высокой окружающей скорости рабочих колес.

При рассмотрении параметров системы турбонаддува на различных режимах работы двигателя следует обратить внимание на характер изменения разности напоров $p_K - p_T = \Delta p_n$, где p_T — давление газа в трубопроводе, идущем от цилиндров к турбине. Эта разность (продувочный перепад) положительна при $p_e > 4 \div 7$ кг/см² (0,49—0,68 Мн/м²).

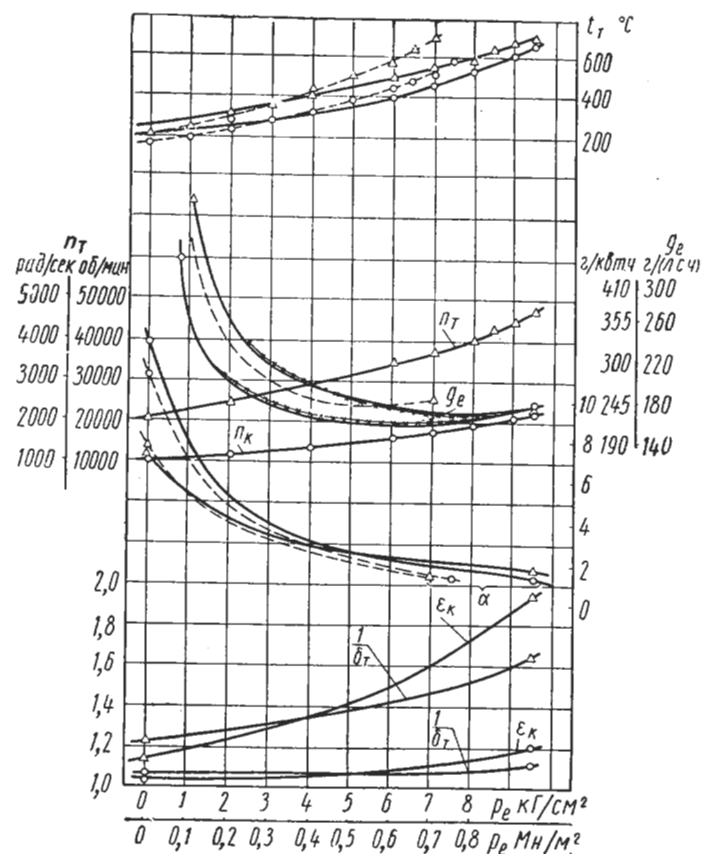


Рис. 11. Нагрузочные характеристики дизелей с турбонаддувом:

— дизель ЯМЗ-238Н с турбонаддувом при неравномерном чередовании рабочих ходов; — — — дизель ЯМЗ-238Н без наддува; * — дизель ЯМЗ-236 с турбонаддувом; Δ — $n = 2100$ об/мин или ~ 220 рад/сек; $\circ$ — $n = 1000$ об/мин или ~ 100 рад/сек; t_T — температура газов перед турбиной; p_T — число оборотов ротора турбокомпрессора; g_e — удельный расход топлива двигателем; α — коэффициент избытка воздуха; ϵ_K — степень повышения давления нагнетателя; δ_T — степень понижения давления в турбине

При малых нагрузках разность Δp_n отрицательна, чем объясняется некоторое ухудшение топливной экономичности дизеля

с турбонаддувом на таких режимах. Поэтому при нерегулируемом турбонаддуве автомобильных двигателей повышение топливной экономичности может быть достигнуто лишь в том случае, если будет обеспечена достаточно высокая средняя нагрузка автомобиля.

Во время эксплуатационных испытаний дизелей ЯМЗ-238Н, как и других автомобильных дизелей со средним и высоким наддувом, установлено, что при резком разгоне автомобиля появляется кратковременный дымный выпуск.

Как известно, режимы работы двигателей современных автомобилей большой грузоподъемности в ряде случаев сходны с режимами эксплуатации тракторных двигателей. Поэтому современные дизели с наддувом для автомобилей большой грузоподъемности рассчитывают на длительную работу при максимальной мощности. Надежная работа деталей двигателей и агрегатов наддува на таких режимах может быть обеспечена только при высоком качестве изготовления деталей и принятии конструктивных мер по повышению их жаропрочности и усталостной прочности.

Эти обстоятельства позволяют считать целесообразным создание тракторных модификаций на базе современных автомобильных дизелей с турбонаддувом.

Для колесных тракторов большой мощности К-700 производится выпуск соответствующих модификаций восьмицилиндровых дизелей типа ЯМЗ-238НБ мощностью 200—220 л. с. (~ 150 —160 кВт). Планируется выпуск шестицилиндровых дизелей того же семейства с турбонаддувом.

Типичным автотракторным дизелем со средним турбонаддувом является дизель Катерпилар модели D1673, предназначенный для тяжелых колесных машин внедорожного типа. Дизель имеет предкамерное смесеобразование. Несмотря на это, минимальный удельный расход топлива составляет 173 г/(л. с. ч.) (235 г/(кВт·ч)). Среднее эффективное давление на номинальном режиме $n = 2200$ об/мин (230 рад/сек) и при скорости поршня 10,4 м/сек доводится до 10,4 кг/см² (1 Мн/м²), а максимальное эффективное давление $p_e = 11,6$ кг/см² (1,1 Мн/м²). Такое форсирование достигается при умеренной степени повышения давления ϵ_K , расчетная величина которой не превышает 1,8 в результате сочетания турбонаддува с охлаждением воздуха после нагнетателя. Последнее позволяет уменьшить температуру нагнетаемого воздуха с 77 до 34° С и в результате этого увеличить среднее эффективное давление на 20% по сравнению со средним эффективным давлением модификации двигателя, не имеющего промежуточного охлаждения воздуха, без увеличения нагрузок на детали двигателя и уменьшения его срока службы до ремонта.

Вкладыши подшипников коленчатого вала двигателя залиты алюминиевым сплавом. Коленчатый вал подвергается дробеструй-

ной упрочняющей обработке. Поршни охлаждаются струями масла из неподвижных форсунок. Для повышения срока службы клапанов имеется устройство, обеспечивающее их принудительное вращение.

7. ДИЗЕЛИ

С ВЫСОКИМ ТУРБОНАДДУ- ВОМ

Кроме автомобильных дизелей со средним турбонаддувом, в 50-х годах были серийно выпущены быстроходные дизели с высоким наддувом для автомобилей и промышленных тракторов. Максимальную мощность увеличивают путем наддува более чем на 45—50% по сравнению с базовыми моделями без наддува.

В современных четырехтактных дизелях с высоким наддувом среднее эффективное давление достигает 12—14 кг/см^2 ($\sim 1,2$ — $1,4 \text{ Мн/м}^2$) при сохранении средней скорости поршня до 11 м/сек, как и у базовых двигателей без наддува. Степень повышения давления ϵ_K достигает 2,2—2,5.

При числе оборотов коленчатого вала до 2600 в минуту (270 рад/сек) литровая мощность дизелей достигает 28,5 л. с./л ($21 \cdot 10^3 \text{ квт/м}^3$).

Поршневая мощность составляет 47 л. с./дм (350 квт/м). При расположении цилиндров в ряд и изготовлении основных корпусных деталей из чугуна удельная масса дизелей равняется 2,9—3,4 кг/л. с. (4—4,5 г/вт). При двухрядном расположении цилиндров удельную массу удастся снизить до 3 г/вт .

Безразмерные параметры кривошипно-шатунного механизма дизелей повышают в соответствии с ростом давлений цикла, как это видно из данных табл. 2, хотя увеличение нагруженности деталей возможно только при улучшении качества их изготовления и применяемых материалов.

По ряду данных, максимальное давление цикла p_z у дизелей с высоким наддувом постепенно повышают. Наивысшее значение p_z у серийных дизелей автотракторного типа с высоким наддувом в настоящее время доводят до 150 кг/см^2 ($14,7 \text{ Мн/м}^2$). Соответственно увеличивается масса деталей кривошипно-шатунного механизма.

В результате этого увеличения по мере перехода от низкого наддува к среднему, а затем к высокому темп уменьшения удельной массы двигателей замедляется.

Все автомобильные и тракторные дизели с высоким наддувом делают с камерами сгорания в поршнях. Этим обеспечивается не только высокий эффективный к. п. д., но и хорошая очистка цилиндров от выпускных газов, относительно низкая температурная напряженность поршней, головок цилиндров и выпускных клапанов. Этому способствует и относительно высокий коэффициент избытка воздуха.

Дизель Каминс NRT

С 50-х годов выпускаются автомобильные дизели Каминс типа NRT с высоким наддувом, базовой моделью для которых является шестицилиндровый двигатель с рядным расположением цилиндров, специально сконструированный для применения высокого наддува. Как известно, в дизелях Каминс реализуют рабочий процесс, для которого характерно применение камер сгорания в поршнях и насыщение топлива пузырьками воздуха, нагнетаемого в полость насос-форсунок при сжатии заряда. Дозировка топлива осуществляется путем дросселирования на выпуске в полость форсунки.

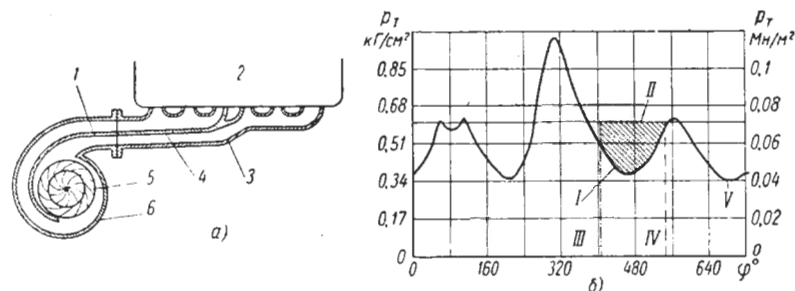


Рис. 12. Схема дизеля Каминс и его характеристика:

а — схема системы турбонаддува дизеля Каминс; б — изменение давления p_T в трубопроводах, идущих от цилиндра к турбине, за один цикл в зависимости от угла поворота коленчатого вала ϕ : 1 — перегородка корпуса турбины; 2 — головка блока; 3 — выпускной трубопровод; 4 — перегородка; 5 — сопловой аппарат; 6 — корпус турбины; I — продувка; II — давление во впускном трубопроводе; III — открытие впускных клапанов; IV — закрытие выпускных клапанов; V — давление в трубопроводе перед турбиной

Эти дизели оборудованы импульсными системами турбонаддува (рис. 12, а). Турбокомпрессор размещен по середине двигателя, что позволяет сделать минимальной длину трубопроводов от головок цилиндров к турбине.

Для повышения эффективности использования импульсов применены четыре клапана в каждом цилиндре, а кожух турбины разделен на две улитки одинакового направления.

На рис. 12, б изображена кривая изменения давления в трубопроводе, питающем турбину, в функции угла поворота коленчатого вала. Горизонтальная линия характеризует среднее давление во впускном трубопроводе. Как видно из этого графика, максимальное избыточное давление импульса доходит до 1 кг/см^2 (98 кн/м^2) при среднем избыточном давлении во впускном трубопроводе 0,62 кг/см^2 (60 кн/м^2).

Период относительно глубокого спада давления в выпускном трубопроводе используется для организации продувки цилиндров.

Повышению интенсивности последней способствует большое перекрытие клапанов, угол которого доводят до 95° поворота коленчатого вала. Для предотвращения соприкосновения клапанов с поршнем и цилиндрами в последних делают относительно глубокие выемки, в результате чего степень сжатия снижается от 15,5 до 14,5.

Попытка дальнейшего уменьшения степени сжатия дизелей Каминс привела к недопустимому ухудшению их пусковых качеств. Вследствие интенсивной продувки цилиндров в дизелях Каминс удается достигнуть высокого среднего эффективного давления при умеренных давлениях наддува.

Так, при номинальном числе оборотов коленчатого вала и $p_e = 11,5 \text{ кг/см}^2$ ($\sim 1,2 \text{ Мн/м}^2$) $\varepsilon_K = 2 \div 2,2$. Одним из факторов, способствующих обеспечению высоких давлений p_e при умеренных степенях повышения давления ε_K , является очень высокая предельная температура выпускных газов t_T двигателя и, следовательно, температура цикла.

Как известно, допустимое значение t_T у автомобильных дизелей выше, чем у дизелей других видов. У дизелей Каминс допустимая температура t_T имеет наиболее высокое значение (780°C). Гарантийный срок дизелей Каминс с наддувом такой же, как и у моделей без наддува, и равен одному году, что соответствует пробегу автомобиля 160 тыс. км.

Обеспечению долговечной и надежной работы дизелей Каминс при высокой температурной напряженности деталей способствует ряд конструктивных и технологических мероприятий, таких как применение натриевого охлаждения выпускных клапанов, стеллитового покрытия их фасок и седел, использование поршневых колец трапециевидного сечения, а также рычажных роликовых толкателей штанг клапанов.

Детали кривошипно-шатунного механизма, включая блок цилиндров, поршень, поршневой палец и шатуны, имеют высокую жесткость и изготовлены с высокой точностью. Безразмерный параметр отношения диаметра коренных шеек к диаметру цилиндра доводят до 0,88, а отношение диаметра поршневого пальца к диаметру цилиндра — до 0,39.

Равномерное расположение болтов крепления головок цилиндров позволяет надежно уплотнить газовый стык при применении абостальных прокладок.

В последних модификациях дизелей Каминс увеличено число болтов крепления головок цилиндров с четырех на цилиндр до шести. Головки цилиндров дизелей данной серии разделены на части, отдельные для каждого двух цилиндров.

Дизели Каминс оборудуют турбокомпрессорами Элиот с относительно большими диаметрами рабочих колес турбины (138 мм) и нагнетателя (146 мм) и соответственно невысоким числом оборотов [до 45 000 об/мин ($\sim 470 \text{ рад/сек}$)].

Несмотря на большой момент инерции ротора турбокомпрессора Элиот, динамические качества автомобилей большой грузоподъемности, оборудованных дизелями Каминс, удовлетворительны. В то же время в начальном периоде резкого разгона автомобилей с дизелями Каминс отмечаются интенсивная дымность отработавших газов (рис. 13), прекращающаяся примерно через 3—4 сек после начала разгона.

Для уменьшения дымности выпуска при малом числе оборотов коленчатого вала в конструкцию топливоподающей аппаратуры дизелей Каминс новых моделей с турбонаддувом введен корректор подачи топлива, обеспечивающий изменение максимальной подачи в зависимости от давления наддува.

Коэффициент приспособляемости составляет 1,11. Минимальный удельный расход топлива при наддуве равен около 169 г/(л. с. ч) [230 г/(квт. ч)].

К недостаткам характеристик дизелей Каминс с высоким наддувом можно отнести резкое понижение среднего эффективного давления при числе оборотов коленчатого вала менее 1200 в минуту ($\sim 125 \text{ рад/сек}$).

Отношение степени повышения давления в нагнетателе на номинальном скоростном режиме к тому же параметру при числе оборотов коленчатого вала $n_{\min} = 0,55 n_e$ составляет около 1,5. Отношение чисел оборотов ротора турбокомпрессора в данном диапазоне режимов близко к 1,5. В этом диапазоне изменения числа оборотов коленчатого вала коэффициент избытка воздуха увеличивается от 1,2 при $n_{\min}$ до 1,65 при номинальном режиме.

Значение параметра турбины $x_{ад} = \frac{u_{1T}}{c_{ад}} = 0,6$ почти постоянно во всем диапазоне скоростной характеристики.

Удельная масса дизелей Каминс данной серии при изготовлении корпусных деталей из чугуна и рядом расположении цилиндров составляет $3,22 \text{ кг/л. с.}$ ($4,3 \text{ г/вт}$). Дальнейшее повышение мощностных показателей дизелей Каминс данного типа достигнуто путем увеличения диаметра цилиндров с 130 до 140 мм.

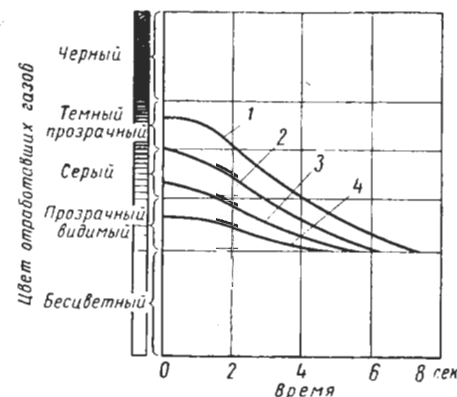


Рис. 13. Характеристика дымности выпуска дизелей Каминс на режиме резкого увеличения нагрузки:

1 — $p_e = 11 \text{ кг/см}^2$ ($1,07 \text{ Мн/м}^2$); 2 — $p_e = 9,5 \text{ кг/см}^2$ ($0,93 \text{ Мн/м}^2$); 3 — $p_e = 8,55 \text{ кг/см}^2$ ($0,84 \text{ Мн/м}^2$); 4 — $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ($0,68 \text{ Мн/м}^2$)

В последующих конструкциях автомобильных дизелей Каминс степень наддува несколько снижена, но повышено число оборотов коленчатого вала, что при двухрядном V-образном расположении цилиндров позволило несколько улучшить габаритные и массовые характеристики двигателей.

Одним из положительных свойств автомобильных двигателей с наддувом является их «высотность», т. е. сохранение достаточной эффективной мощности при работе в высокогорных условиях.

Двигатели с турбонаддувом имеют значительно более благоприятную высотную характеристику, чем двигатели с приводными системами наддува, вследствие повышения степени расширения в турбине при увеличении высоты над уровнем моря, а следовательно, и числа оборотов ротора турбокомпрессора. Так, число оборотов рабочих колес при использовании дизелей Каминс NRT в высокогорных условиях может увеличиваться на 6000 в минуту. Поэтому при увеличении высоты над уровнем моря возрастает степень повышения давления в нагнетателе. Это позволяет сохранить неизменной максимальную мощность двигателя при работе его на высоте 1,5—2 км над уровнем моря. Дальнейшее увеличение высоты над уровнем моря не приводит к резкому снижению мощности.

Протекание скоростной характеристики дизеля при его работе в высокогорных условиях несколько ухудшается, что должно учитываться при вождении автомобилей. Увеличение числа оборотов рабочих колес турбокомпрессора на 10—20% при работе дизеля в высокогорных условиях должно учитываться при конструировании турбокомпрессоров.

Дизели с высоким турбонаддувом более новых моделей для автомобилей и промышленных тракторов имеют примерно те же числа оборотов коленчатых валов и скорость поршня, что и дизели Каминс NRT, но максимальная агрегатная мощность новых шестицилиндровых дизелей выше, чем у последних, и доводится до 400 л. с. (~ 300 кВт) и более.

Дизель Алис-Чалмерс

Одним из типичных дизелей с высоким наддувом является дизель Алис-Чалмерс 2100, предназначенный для промышленных колесных и гусеничных тракторов.

Первые серии этих дизелей имели по два впускных и одному выпускному клапану на каждый цилиндр. В последующих сериях стали применять по два впускных и два выпускных клапана на цилиндр и было введено промежуточное охлаждение воздуха после нагнетателя. Полусферические камеры сгорания расположены в поршнях.

Смесеобразование интенсифицируется путем создания вращательного движения воздушного заряда вследствие применения ширм на впускных клапанах.

В отличие от дизелей Каминс в двигателях Алис-Чалмерс продувка незначительна, так как перекрытие фаз впуска и выпуска равно всего 35° . Степень сжатия составляет 14,5.

При использовании в двигателе Алис-Чалмерс плунжерных пар диаметром 11 мм (вместо 10 мм у базового дизеля без наддува) и увеличении диаметра отверстий распылителя форсунки от 0,35 до 0,4 мм может быть достигнуто среднее эффективное давление 14 кг/см² ($\sim 1,4$ Мн/м²). Удельная масса двигателя равна 4,15 кг/л. с. (5,6 г/вт). По данным фирмы, при $p_e = 11,5$ кг/см² ($\sim 1,2$ Мн/м²) максимальное давление цикла менее 100 кг/см² (9,8 Мн/м²) соответствует положению кривошипно-шатунного механизма при повороте коленчатого вала на угол 7° после в. м. т. В этом случае продолжительность подачи топлива равна 25° угла поворота коленчатого вала.

Применение турбонаддува в дизелях Алис-Чалмерс позволило повысить топливную экономичность более чем на 5% по сравнению с базовыми дизелями и поднять эффективный к. п. д. дизеля выше 0,385.

Конструктивное выполнение и технология изготовления деталей дизелей Алис-Чалмерс с высоким наддувом имеют ряд особенностей, обусловленных высоким уровнем средних газовых нагрузок.

При конструировании блока цилиндров приняты меры по улучшению системы передачи усилий от шпилек крепления головок цилиндров к шпилькам крепления крышек подшипников без значительных деформаций гильз цилиндров. Длина резьбы шпильки крепления головки цилиндров равна двойному диаметру шпильки.

Коленчатый вал, изготовленный из углеродистой стали марки 1046 (по SAE), легированной марганцем, закаливается и отпускается до твердости HB 268—247. Поверхности, сопрягающиеся с подшипниками, закалывают при нагреве т. в. ч. Галтели всех шеек упрочняют путем накатки роликами.

Силиконовый гаситель крутильных колебаний позволяет ограничить максимальный угол закручивания вала до $7'5''$.

Отбор мощности для привода вспомогательных агрегатов осуществляют от шестерни, расположенной на заднем конце коленчатого вала.

Вкладыши подшипников коленчатого вала толщиной 4,75 мм биметаллические, со стальной основой и слоем алюминиевого сплава толщиной 0,5 мм.

Поршни, изготовленные из алюминиевого сплава, армированы вставками нирезиста, в которых выполняются канавки для верхнего компрессионного кольца.

Система смазки, рассчитанная на работу с наклоном двигателя до 45° , имеет дополнительный масляный насос для откачки масла из переднего отсека картера в главный масляный сборник.

Для подачи к турбокомпрессору масла, прошедшего улучшенную очистку, в систему смазки включен дополнительный масляный фильтр. В дизелях Алис-Чалмерс не применяется принудительное масляное охлаждение поршней.

В зависимости от условий эксплуатации машин, на которые установлены дизели Алис-Чалмерс, протекание характеристик может изменяться.

Изменение настройки системы турбонаддува, обеспечивающее необходимое протекание характеристик, осуществляют путем смены соплового венца турбины турбокомпрессора.

Дизель Интернейшенел 817

Автотракторные дизели с высоким наддувом Интернейшенел 817 (рис. 14) применяют как на автомобилях, так и на промышленных тракторах и землеройных машинах.

Эти шестицилиндровые дизели имеют однополостные камеры сгорания. Смесеобразование интенсифицируют путем создания вращательного движения воздушного заряда, для чего на впускных клапанах установлены ширмы.

В каждом цилиндре имеются два впускных и два выпускных клапана. В дизелях с наддувом центрально расположенные закрытые насос-форсунки имеют по семь отверстий диаметром 0,18 мм, тогда как в дизелях без наддува насос-форсунки имеют пять отверстий диаметром 0,21 мм.

Дозировка подачи топлива осуществляется специальным насосом. Во входных каналах насос-форсунки размещены невозвратные клапаны. На номинальном режиме при $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек) степень повышения давления в нагнетателе $\epsilon_k = 2,3$. При $n = 1200$ об/мин (~ 125 рад/сек) $\epsilon_k = 1,6$, что позволяет получить максимальное давление $p_e = 14$ кг/см² (1,37 Мн/м²). На номинальном режиме $p_e = 12,2$ кг/см² (1,17 Мн/м²) поршневая мощность достигает 28,8 л. с./дм (213 квт/м), а максимальное давление цикла $p_z = 150$ кг/см² (15 Мн/м²).

Коэффициент приспособляемости, равный 1,15, более высок, чем у базового двигателя без наддува. Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике составляет 168 г/(л. с. ч) [218 г/(квт·ч)].

Приемистость двигателя сравнительно высока. Время разгона от режима холостого хода до полной нагрузки при $n = 1800$ об/мин (~ 190 рад/сек) не превышает 4 сек, при этом повышение дымности выпуска наблюдается в течение 2 сек. Интенсивная продувка камеры сгорания позволяет иметь не высокую температуру выпускных газов (не более 620°С). Фазы газораспределения характеризуются большим перекрытием в в. м. т. (до 105° угла поворота коленчатого вала). Вследствие этого была изменена конструкция поршней дви-

гателя: были сделаны вырезы в зонах клапанов. Степень сжатия $\epsilon = 15,4$ была сохранена примерно той же, что у базовой модели без наддува, с целью обеспечения хороших пусковых качеств.

В конструкцию и технологию изготовления деталей был введен ряд изменений, обуславливающих достаточную надежность двигателя при высоком форсировании. Было применено охлаждение поршней струями масла из форсунок, размещенных в картере, что в сочетании с использованием армированных поршней позволило применить поршневые кольца прямоугольного сечения. Верхнее компрессионное кольцо, так же как и маслосъемные, хромированное. Силовая схема блок-картера предусматривает непосредственную связь болтов крепления головок цилиндров с гнездами подшипников коленчатого вала через стенки, окружающие гильзы цилиндров. На каждый цилиндр приходится пять шпилек диаметром 22 мм. Коленчатый вал, изготовленный из среднеуглеродистой стали, имеет необходимую усталостную прочность в результате увеличения радиусов галтелей до 5 мм и применения дробеструйной обработки.

Подшипники коленчатого вала, залитые свинцовистой бронзой по стали и покрытые слоем свинцовооловянистого сплава, несут очень высокие максимальные удельные нагрузки: шатунные вкладыши до 400 кг/см² (~ 40 Мн/м²), а вкладыши коренных под шпильки до 190 кг/см² (~ 19 Мн/м²).

Крышки коренных подшипников изготавливают из чугуна с шаровидной формой графита. В дизеле имеется устройство для принудительного вращения клапанов, фаски выпускных клапанов покрыты стеллитом, а вставные седла этих клапанов изготовлены из хромовольфрамового чугуна.

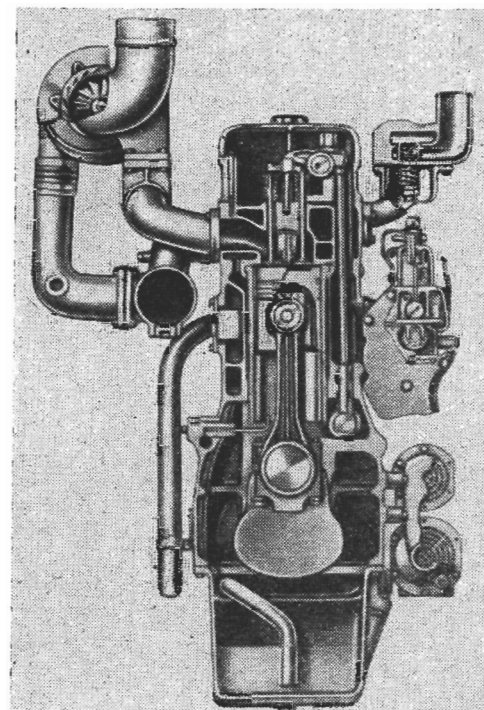


Рис. 14. Поперечный разрез дизеля Интернейшенел 817

Расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения составляет $0,2 \text{ л/(сек} \cdot \text{л. с.)}$ [$0,26 \cdot 10^6 \text{ м}^3/(\text{сек} \cdot \text{вт})$], а расход масла в системе смазки $0,28 \text{ л/(мин} \cdot \text{л. с.)}$ [$0,6 \cdot 10^8 \text{ м}^3/(\text{сек} \cdot \text{вт})$].

Удельная масса дизелей данной серии при изготовлении основных отливок из чугуна равна $5,8 \text{ кг/квт}$, а при изготовлении отливок из алюминиевых сплавов снижается до $4,9 \text{ кг/квт}$.

Дизель Катерпилар D-343

В дизелях Катерпилар D-343 с высоким турбонаддувом применяют охлаждение воздуха после нагнетателя.

Среднее эффективное давление на номинальном режиме составляет 14 кг/см^2 ($\sim 1,4 \text{ Мн/м}^2$).

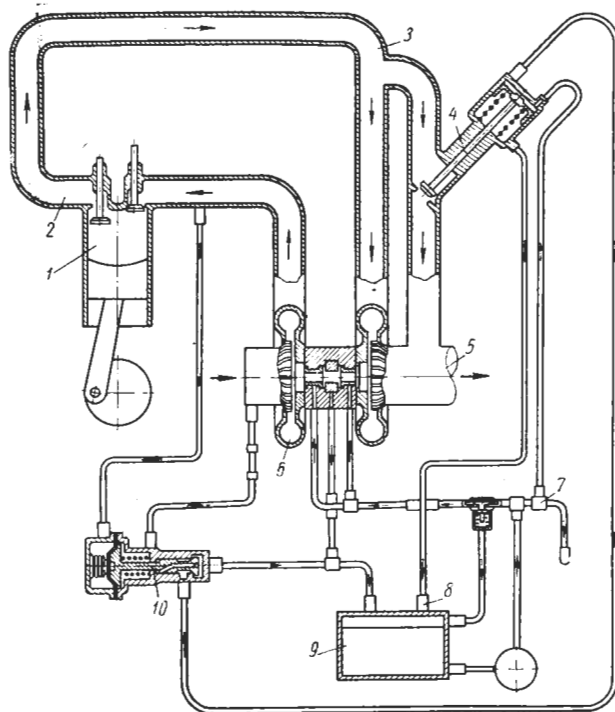


Рис. 15. Схема системы турбонаддува с регулированием путем перепуска газов помимо турбины:

1 — двигатель; 2 — выпускной трубопровод; 3 — трубопровод к турбине; 4 — перепускной клапан; 5 — трубопровод отвода газов из турбины и перепускного клапана; 6 — турбокомпрессор; 7 — штуцер подачи масла к перепускному клапану; 8 — штуцер слива масла из перепускного клапана; 9 — масляный резервуар; 10 — золотник-регулятор подачи масла для питания турбокомпрессора и управления перепускным клапаном

В отличие от других автомобильных и тракторных двигателей с высоким наддувом в системах наддува дизелей Катерпилар, предназначенных для работы на резко переменных режимах при использовании их на землеройных машинах, применены регулирующие устройства, улучшающие характеристики двигателя.

На рис. 15 показана схема системы турбонаддува, позволяющей частично перепускать газ помимо турбины с помощью автоматически управляемого клапана. Силовой элемент, управляющий этим клапаном, открывает последний при определенной величине ϵ_K , вследствие чего поддерживается требуемое предельное давление наддува. В этом случае при малом числе оборотов коленчатого вала может осуществляться достаточно высокий наддув без чрезмерного повышения числа оборотов рабочих колес на номинальном режиме.

Дизель Ролс-Ройс 8VT

Одной из новейших моделей двигателей с высоким турбонаддувом для транспортных средств являются восьмицилиндровые

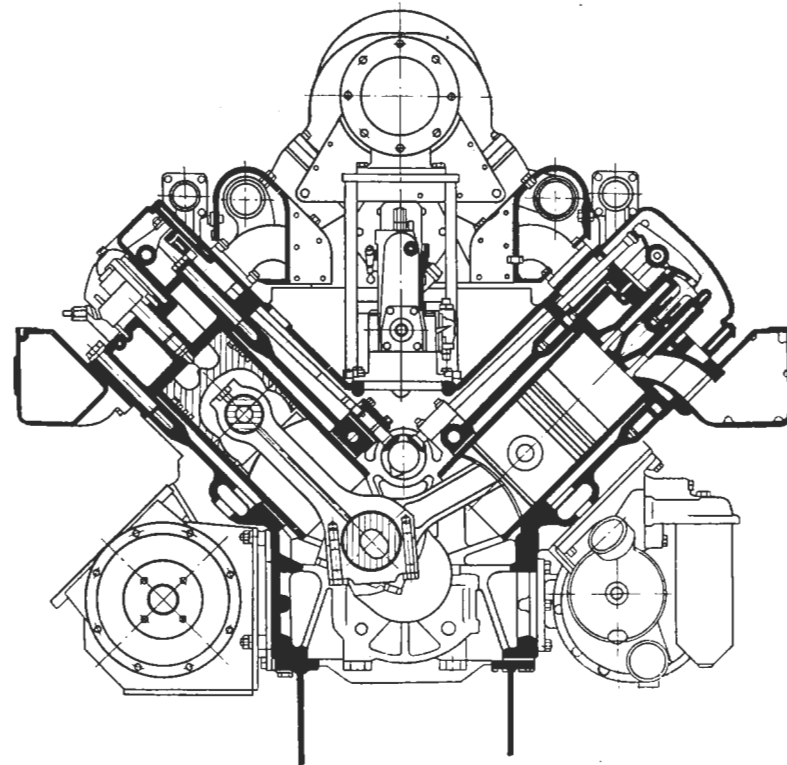


Рис. 16. Поперечный разрез дизеля Ролс-Ройс

двигатели Ролс-Ройс 8VT с V-образным расположением цилиндров (рис. 16). Среднее эффективное давление в дизеле равно 11 кг/см^2 ($\sim 1,1 \text{ Мн/м}^2$).

Для конструкции этого двигателя характерно применение четырех клапанов на каждый цилиндр. Как и у дизелей ЯМЗ-238, кованный коленчатый вал имеет четыре колена, расположенных относительно друг друга под углом 90° . Головки поршней армированы вставками, в которых сделаны канавки для поршневых колец. Днище поршня охлаждается струями масла, подаваемыми из форсунки, расположенной в головке шатуна. Шатун изготовлен из легированной стали.

На двигателе установлен один турбокомпрессор Холсет. Корпус его турбины имеет четыре подводящих патрубка.

8. НАДДУВ СЕРИЙНЫХ КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕ- ЛЕЙ

Даже ограниченный опыт эксплуатации серийных автомобилей, оборудованных приводными нагнетателями, выявил их значительные недостатки. Наряду со снижением топливной экономичности автомобиля к ним следует отнести неудовлетворительную форму скоростных характеристик двигателя, повышение требований к октановому числу бензина и повышенную шумность работы двигателя. Последняя была особенно велика при применении объемных нагнетателей и приводных центробежных нагнетателей. Срок службы и надежность их механизмов привода были недостаточно высокими.

В 50-х годах в США серийно выпускались автомобили Паккард-Студебекер с центробежными нагнетателями, приводимыми в движение при помощи фрикционных вариаторов.

В течение многих лет отрицалась возможность осуществления турбонаддува карбюраторных автомобильных двигателей. Утверждалось, что при применении турбонаддува двигателя нельзя обеспечить достаточно высокую приемистость автомобиля и удовлетворительное протекание скоростной характеристики двигателя.

Как и при использовании других систем наддува, применению турбонаддува в карбюраторных двигателях препятствовало увеличение их склонности к детонации.

Применение турбонаддува в карбюраторных двигателях затрудняется в связи с их высоким числом оборотов и широким вследствие этого скоростным диапазоном двигателя.

В последнее время интерес к применению наддува в карбюраторных двигателях значительно увеличился; так, в США начато серийное производство двух моделей легковых автомобилей, на которые установлены карбюраторные двигатели с турбонаддувом. Это оказалось возможным в результате создания достаточно компактных, легких и имеющих сравнительно высокий к. п. д. и хорошую приемистость турбокомпрессоров, а также снижения

температуры выпускных газов карбюраторных двигателей вследствие повышения степени сжатия в последних. Достаточная надежность таких агрегатов наддува с рабочими колесами, изготовленными из жаропрочных сплавов, может быть обеспечена даже при повышении температуры выпускных газов в результате ухудшения технического состояния двигателя.

Практические результаты турбонаддува карбюраторных автомобильных двигателей могут быть рассмотрены на примерах двигателей легковых автомобилей Шевроле-Корвейр и Олдсмобиль. Первый из них, имеющий рабочий объем всего $2,5 \text{ дм}^3$, был оборудован специальным турбокомпрессором Томсон, у которого наружный диаметр рабочих колес равен 76 мм .

Свежая смесь из карбюратора подается в центробежный нагнетатель и оттуда во впускной трубопровод двигателя.

Применение наддува позволяет повысить среднее эффективное давление при числе оборотов коленчатого вала выше 2000 в минуту ($\sim 210 \text{ рад/сек}$). В результате наддува максимальный крутящий момент повышается более чем на 60% , а максимальная мощность — на 45% . Это дает возможность уменьшить время разгона автомобиля с данным двигателем до скорости 64 км/ч ($\sim 18 \text{ м/сек}$) на 20% , а до скорости 90 км/ч ($\sim 25 \text{ м/сек}$) — более чем на 35% по сравнению с автомобилем, оборудованным базовым двигателем без наддува. Время разгона до скорости 30 км/ч ($\sim 8 \text{ м/сек}$) оказывается почти одинаковым как при применении турбонаддува, так и без него.

Таким образом, применение данной системы турбонаддува улучшает динамические качества автомобиля при неизменном передаточном отношении трансмиссии в основном в области средних и больших чисел оборотов коленчатого вала.

Система турбонаддува двигателя Шевроле-Корвейр не включает в себя специальных устройств для регулирования давления нагнетаемого воздуха; поэтому неизбежны большая степень повышения давления в нагнетателе [$\epsilon_k = 1,7 \text{ кг/см}^2$ ($\sim 0,17 \text{ Мн/м}^2$)] при номинальном числе оборотов коленчатого вала и невысокий наддув в диапазоне малых и средних чисел оборотов коленчатого вала.

Единственным способом ограничения давления наддува при большом числе оборотов коленчатого вала, примененным в турбокомпрессоре Томсон, является увеличение энергетических потерь в турбине по мере роста расхода газов. Эффективность данного способа оказалась весьма ограниченной; вследствие этого была повышена прочность деталей кривошипно-шатунного механизма двигателя и жаростойкость деталей клапанного механизма. Кроме того, была усилена конструкция поршней, увеличена площадь сечения стержня шатуна и введено хромирование компрессионных поршневых колец. Для повышения усталостной прочности коленчатых валов их изготавливают из легированной стали типа 40X

вместо углеродистой стали и подвергают низкотемпературному жидкому азотированию. Вследствие применения наддува вдвое увеличилось количество газов, пропускаемых в картер двигателя в диапазоне оборотов 3000—5000 в минуту ($\sim 300\text{—}500 \text{ рад/сек}$). Из-за этого оказалось необходимым повысить пропускную способность сапуна двигателя.

В процессе создания двигателя с турбонаддувом Олдсмобиль стремились предотвратить чрезмерное повышение давления наддува, подавить детонацию при наддуве и обеспечить высокую приемистость автомобиля. С этой целью на двигателе был установлен турбокомпрессор Эйрисерч, у которого очень малы наружные диаметры рабочих колес турбины и нагнетателя (соответственно 61 и 63,5 мм). Число оборотов рабочих колес равно 96 000 в минуту ($\sim 9900 \text{ рад/сек}$).

Применение турбокомпрессора сочетается с использованием узла регулирования давления наддува (рис. 17). Этот узел имеет клапан 8, который закрывает канал, соединяющий канал для подвода газа в корпусе турбины с патрубком, отводящим газ из турбины. Клапан соединен со сдвоенной диафрагмой, размещенной на корпусе турбокомпрессора. С одной стороны на большую диафрагму действует давление нагнетаемого воздуха, а с другой — давление газов перед турбиной.

Малая диафрагма используется в качестве аварийного узла при выходе из строя большой диафрагмы.

Применение данного узла позволяет перепускать газы помимо турбины в отводящий патрубок после того, как избыточное давление наддува достигнет $0,35\text{—}0,42 \text{ кг/см}^2$ ($34\text{—}41 \text{ кн/м}^2$), и поддерживать почти постоянное давление наддува в диапазоне от режима максимального крутящего момента до режима максимальной мощности.

Для модели двигателя с наддувом чугунные крышки подшипников коленчатого вала были заменены стальными, а его триметаллические подшипники — биметаллическими с антифрикционным слоем из алюминиевого сплава.

Свечи зажигания были оставлены теми же, что и у базового двигателя без наддува. Для предотвращения калильного зажигания выпускные клапаны подвергались металлизации алюминием.

Для уменьшения склонности к детонации при наддуве данный двигатель оборудован системой подачи антидетонационной жидкости — водного раствора метилового спирта. Последний необходим для понижения температуры замерзания жидкости. Жидкость содержит присадку для уменьшения коррозии и закупоривания жиклеров. Отношение расхода жидкости к расходу топлива не превышает $1/30$.

Система подачи антидетонационной жидкости состоит из бака 5, клапанного устройства с диафрагменным приводом и разгрузочного клапана 4, предотвращающего разрушение двигателя при

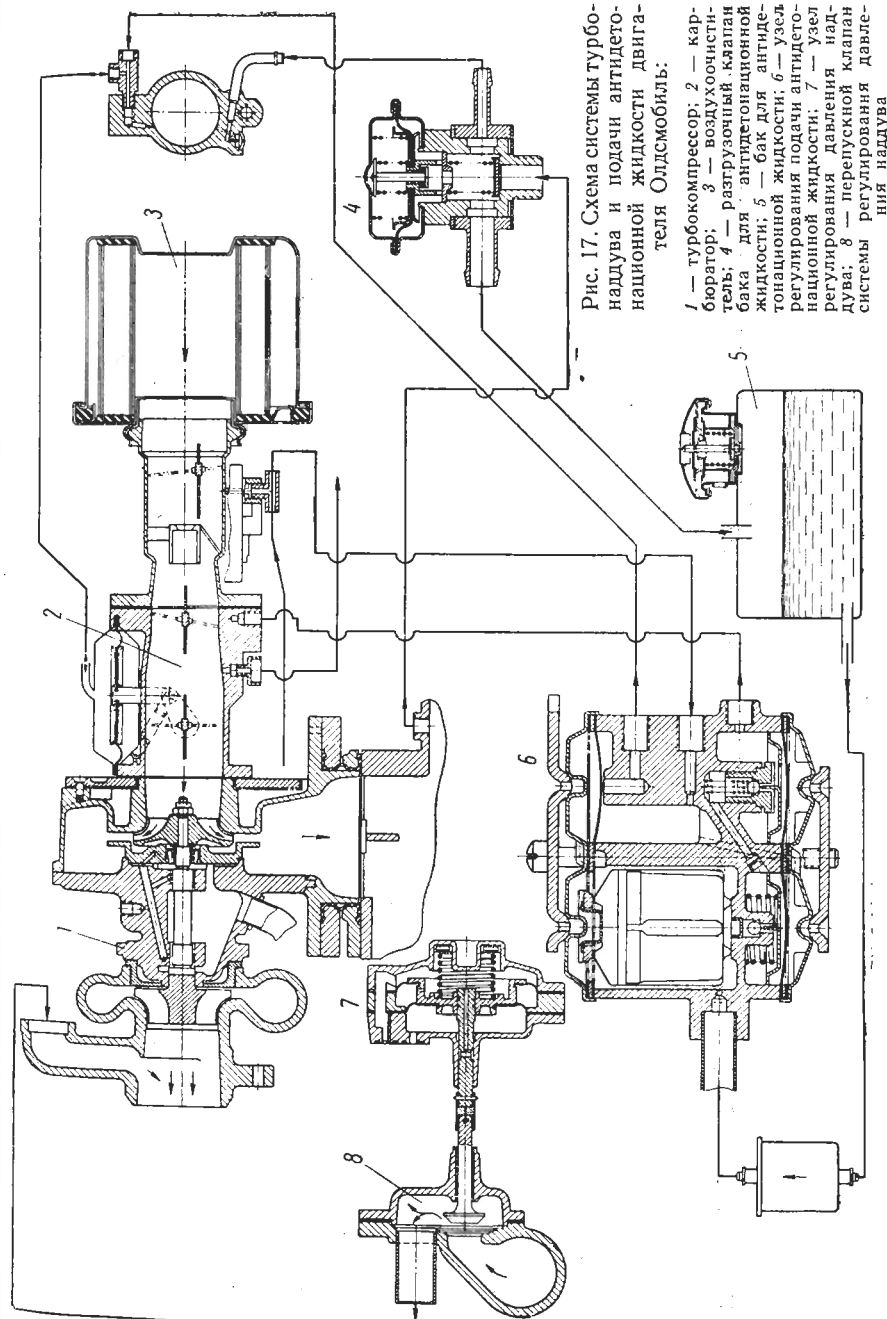


Рис. 17. Схема системы турбонаддува и подачи антидетонационной жидкости двигателя Олдсмобиль:

1 — турбокомпрессор; 2 — карбюратор; 3 — воздушный клапан; 4 — разгрузочный клапан бака для антидетонационной жидкости; 5 — бак для антидетонационной жидкости; 6 — узел регулирования подачи антидетонационной жидкости; 7 — узел регулирования давления наддува; 8 — перепускной клапан системы регулирования давления наддува

отсутствии жидкости в баке или вследствие чрезмерного давления наддува.

Шариковые клапаны позволяют подавать антидетонационную жидкость во впускной тракт двигателя лишь при давлении наддува, превышающем минимально установленное.

В результате турбонаддува двигателей Олдсмобиль максимальный крутящий момент увеличился на 31 % по сравнению с базовым двигателем без наддува, максимальная мощность двигателя — на 28 %. Протекание скоростной характеристики двигателя с наддувом достаточно благоприятно для применения его на автомобиле.

Первый опыт применения в 1962—1963 гг. автомобилей Олдсмобиль с установленными на них двигателями с турбонаддувом не подтвердил их высоких показателей, которые рекламировались фирмой. Однако, по данным зарубежной печати, после завершения приработки двигателя, доводки системы выпуска и повышения давления наддува в допустимых пределах, установленных фирмой, удалось приблизить показатели двигателя к номинальным.

Применение турбонаддува позволяет повысить мощность карбюраторных двигателей и улучшить динамические качества автомобилей с этими двигателями не только в обычных условиях эксплуатации, но и в высокогорных.

Опыт применения турбонаддува в серийных автомобильных карбюраторных двигателях в последние годы подтвердил возможность значительного повышения их мощности и показал достаточную надежность и удовлетворительный к. п. д. высокооборотных турбокомпрессоров.

В то же время широкому применению наддува в карбюраторных двигателях по-прежнему препятствует ухудшение детонационных характеристик двигателей в результате наддува при ограниченном октановом числе бензина. Если же допустить уменьшение степени сжатия двигателей, то неизбежно значительно ухудшится топливная экономичность, что недопустимо для массовых двигателей.

9. СМАЗОЧНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ДИЗЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

Практикой установлено, что для двигателей с наддувом даже при относительно невысоком форсировании [$p_e = 8 \text{ кг/см}^2$ ($0,78 \text{ Мн/м}^2$) и $\alpha = 1,8 \div 1,9$] недопустимо применение смазочных масел обычных сортов с комплексными присадками, обеспечивающими удовлетворительную надежность базовых двигателей без наддува. Это, по-видимому, обусловлено активизацией процесса старения масла, вызванным увеличением количества газов, пропускаемых из цилиндра в картер через сопряжения цилиндро-поршневой группы, а также из турбокомпрессора, и повышением содержания кислорода в рабочем теле при такте расширения.

Одним из последствий несоответствия сорта масла условиям работы двигателя с наддувом являлось закоксовывание поршневых

колец с полной потерей их подвижности. В результате этого происходило схватывание поверхностей кривошипно-шатунного механизма. Повышение моющих качеств присадок к маслам позволяет устранить этот дефект.

Другим следствием применения масел с присадками, не соответствующими условиям работы двигателя с наддувом, оказывается аварийное разрушение выпускных клапанов из-за твердых отложений на поршнях и особенно на фасках клапанов.

Наиболее типично разрушение клапанов в результате образования трещин в слое твердых отложений на фасках клапанов (рис. 18). Эти трещины образуют каналы, через которые интенсивно прорываются газы из цилиндра, что приводит к местному перегреву и даже плавлению клапанов. Преждевременное разрушение клапанов может происходить также из-за попадания твердых отложений, откалывающихся от поршня, в зону контакта клапанов с седлами.

Как показали исследования, проведенные на Ярославском моторном заводе, стойкость клапанов двигателей с наддувом резко повышается при применении масел с комплексными присадками более высокого качества.

При неудовлетворительном качестве масел возможно также повышение темпа износа деталей двигателей с наддувом, так как нагрузки на них выше, чем нагрузки на детали двигателей без наддува.

Установлено, что для автомобильных двигателей с наддувом необходимы специальные масла со стабильными качествами, обеспечивающие малое количество отложений, высокую стабильность и прочность пленки в сопряжениях механизмов и т. п. Для оценки качества масла его следует испытывать на двигателях.

В зарубежной практике для автомобильных двигателей с наддувом применяют обычно масла II серии.

В СССР для автомобильных двигателей с наддувом пока используют масла с комплексной присадкой ВНИИ НП-360.

* *

Таким образом, применение наддува в автомобильных двигателях оказалось вполне рентабельным и носит весьма широкий характер, в особенности в области двигателей для грузовых авто-

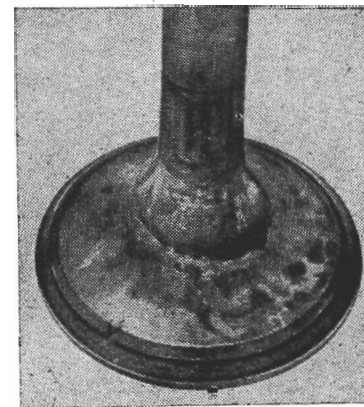


Рис. 18. Разрушение твердых отложений на фаске клапана двигателя с наддувом при использовании масел с присадками несоответствующего качества

мобилей большой грузоподъемности и тяжелых внедорожных машин. Наибольшее распространение получил турбонаддув.

Срок службы и надежность автомобильных двигателей с турбонаддувом, как правило, достаточно высоки. В то же время далеко не все проблемы, связанные с применением наддува для автомобильных двигателей, уже решены. Наблюдаются, например, случаи преждевременного выхода из строя агрегатов наддува. Пока не найден вполне эффективный способ устранения дымности выпуска в начале разгона автомобиля.

Для смазки двигателей с наддувом необходимы специальные масла.

Глава II

СВЕДЕНИЯ О РАБОЧЕМ ПРОЦЕССЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

10. УСЛОВИЯ ПРОТЕКАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Современные и тем более перспективные автомобильные двигатели должны иметь небольшую удельную массу и быть компактными. Поэтому номинальное среднее эффективное давление и среднюю скорость поршня у автомобильных дизелей без наддува доводят соответственно до $7-8 \text{ кг/см}^2$ ($0,68-0,78 \text{ Мн/м}^2$) и $10-12 \text{ м/сек}$.

Как отмечено выше, у автомобильных дизелей с наддувом на номинальном режиме $p_e = 8-13 \text{ кг/см}^2$ ($0,80-1,27 \text{ Мн/м}^2$). Чтобы достигнуть высокого давления p_e при умеренном давлении наддува, в автомобильных дизелях уменьшают коэффициент избытка воздуха и соответственно допускают более высокие температуры рабочего цикла, чем у двигателей другого назначения. В частности, температуру выпускных газов доводят до $750-780^\circ \text{C}$; коэффициент избытка воздуха на номинальном режиме — до $1,3-1,4$.

Автомобильные двигатели должны иметь высокий эффективный к. п. д., большой срок службы до ремонта, а также стабильные показатели во время эксплуатации при малой трудоемкости изготовления двигателя. Следует отметить, что детали этих двигателей изготавливаются из относительно дешевых материалов, содержащих мало дефицитных компонентов и имеющих невысокие пределы прочности, вследствие чего приходится ограничивать максимальные параметры цикла.

Кроме того, автомобильные двигатели должны обладать хорошими пусковыми качествами, относительно малой шумностью при работе и небольшой дымностью выпуска. Многие из перечисленных выше требований в отношении показателей и качества автомобильных двигателей аналогичны требованиям, предъявляемым к транспортным двигателям другого назначения.

Особенностью автомобильных двигателей является относительно малый диаметр цилиндра ($90-140 \text{ мм}$) и большое вследствие этого число оборотов коленчатого вала ($2000-4500$ в минуту

или $\sim 200-470$ рад/сек). Режимы работы автомобильных двигателей отличаются от режимов работы двигателей другого назначения более широким диапазоном изменения числа оборотов коленчатого вала по отношению к номинальному, резким и частым изменением нагрузочных и скоростных режимов, т. е. большой «нестационарностью» режимов.

В результате этого закономерности протекания ряда процессов, составляющих комплекс рабочего процесса автомобильного двигателя с наддувом, имеют ряд особенностей, описанных ниже.

В большинстве автомобильных дизелей с низким и средним наддувом применяют по одному впускному и по одному выпускному клапану в каждом цилиндре, сохраняя те же размеры клапанов, что и у базовых двигателей без наддува.

Обычно отношение диаметра патрубка впускного клапана d_k к диаметру цилиндра $D \frac{d_k}{D} = 0,35 \div 0,42$. Средняя скорость потока во впускных клапанах при работе двигателя на номинальном режиме должна быть в пределах $70-110$ м/сек, чему соответствует число Маха $M < 0,3$. Несколько меньшие скорости потока могут быть в двигателях с высоким наддувом, имеющих четыре клапана на цилиндр.

В трубопроводах, подводящих рабочее тело от нагнетателя к впускным клапанам, средняя скорость потока составляет всего $30-40$ м/сек на номинальном режиме.

Несмотря на такие небольшие скорости потоков, при неудачном выборе фаз газораспределения, недостаточно большом объеме впускного трубопровода или нерациональной группировке цилиндров давление в нем может сильно колебаться за один цикл работы секции или ряда. В результате этого наполнение разных цилиндров двигателя становится неравномерным, а закон изменения коэффициента наполнения в функции числа оборотов коленчатого вала приобретает форму кривой с несколькими максимумами. Последнее приводит к ухудшению протекания скоростной характеристики двигателя.

На рис. 19 показано циклическое изменение давления во впускном трубопроводе шестицилиндрового двигателя типа ЯМЗ при относительных объемах трубопровода $\bar{V}_m = \frac{V_m}{V_u} = 1,5$ (кривая 2) и $\bar{V}_m = 10$ (кривая 1). В этой формуле через V_u обозначен рабочий объем цилиндра, а через V_m — объем трубопровода.

Как видно из графика, увеличение объема впускного трубопровода приводит к уменьшению амплитуды колебания давления почти в 7 раз. Средний коэффициент наполнения всех шести цилиндров при этом возрос на $3-4\%$ в результате уменьшения неравномерности наполнения.

По имеющимся данным, величина V_m для автомобильных двигателей с наддувом должна быть не менее 3, чтобы амплитуда колебания давления не превышала 5% от среднего его значения.

В результате исследования дизелей ЯМЗ установлено интенсивное влияние угла опережения открытия впускного клапана на амплитуду колебания давления во впускном трубопроводе.

Резкое уменьшение амплитуды было достигнуто путем увеличения этого угла от 10 до 20° угла поворота коленчатого вала.

Из результатов испытаний ряда моделей автомобильных двигателей с наддувом следует, что закономерности изменения коэф-

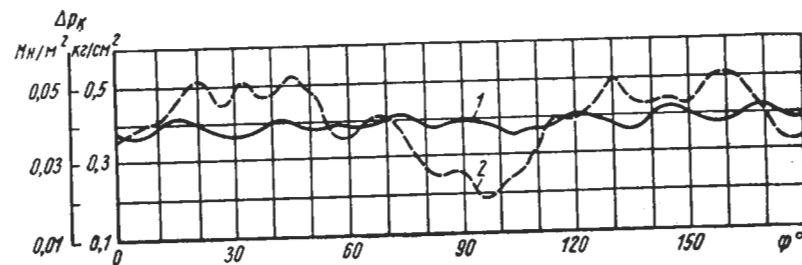


Рис. 19. Изменение давления во впускном трубопроводе автомобильного дизеля в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ :

1 — при $\bar{V}_m = 10$; 2 — при $\bar{V}_m = 1,5$

фициента наполнения в функции p_e и n значительно отличаются от соответствующих закономерностей для базовых двигателей без наддува.

На рис. 20 приведены опытные данные по изменению коэффициента наполнения η_{V_k} в функции среднего эффективного давления p_e для автомобильных двигателей со средним наддувом (дизели ЯМЗ и Мидаус), а на рис. 21 — для двигателя Каминс с высоким наддувом, каждый цилиндр которого имеет два впускных и два выпускных клапана.

Построим зависимость $\lg \eta_{V_k} = f(\lg \epsilon_K)$ в логарифмической системе координат (рис. 22) при постоянном числе оборотов коленчатого вала, можно приближенно оценить эту зависимость по формуле

$$\eta_{V_k} = \epsilon_K B. \quad (1)$$

Для дизелей ЯМЗ $y = 0,24 \div 0,26$, $B = 0,82$.

Таким образом, при увеличении степени повышения давления ϵ_K коэффициент наполнения возрастает. Например, при увеличении ϵ_K от 1 до 1,7 на номинальном скоростном режиме коэф-

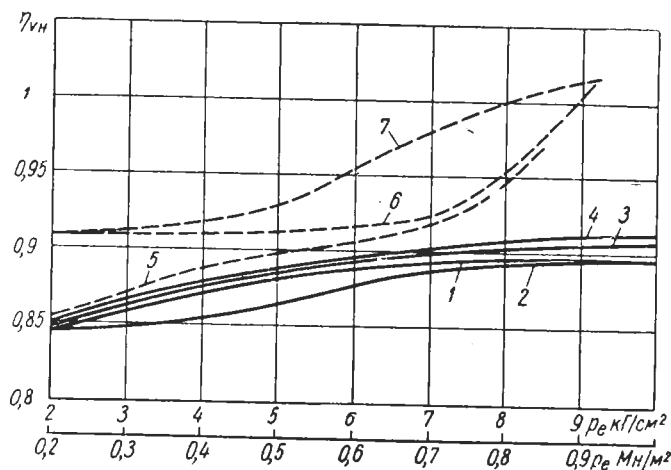


Рис. 20. Зависимость коэффициента наполнения η_{vh} от эффективного давления p_e и числа оборотов коленчатого вала n для дизелей ЯМЗ-238Н и Мидаус:

— — — — — дизель ЯМЗ-238Н; — — — — — дизель Мидаус; 1 и 6 — $n = 1000$ об/мин (~ 104 рад/сек); 2 — $n = 1200$ об/мин (~ 125 рад/сек); 3 и 7 — $n = 1600$ об/мин (~ 166 рад/сек); 4 — $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек); 5 — $n = 2000$ об/мин (208 рад/сек);

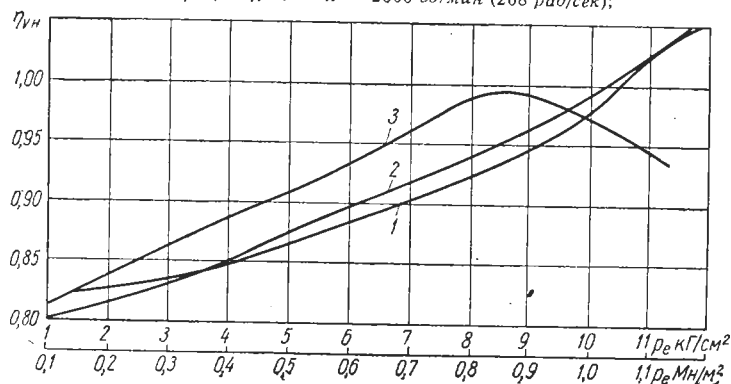


Рис. 21. Зависимость к. п. д. наполнения η_{vh} от эффективного давления p_e и числа оборотов коленчатого вала n для дизеля Каминс NRT:

1 — 1200 об/мин (~ 125 рад/сек); 2 — $n = 1600$ об/мин (~ 166 рад/сек); 3 — $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек)



Рис. 22. Зависимость $\lg \eta_{vh} = f(\lg \epsilon_K)$ для дизеля ЯМЗ

коэффициент η_{vh} повышается от 0,82 до 0,96, т. е. на 17%. Причиной увеличения коэффициента η_{vh} при повышении ϵ_K является рост отношения p_K/p_m (где p_m — давление в трубопроводе, подающем выпускные газы двигателя к турбине) и, следовательно, изменение баланса работ наполнения — выталкивания, а также аэродинамические характеристики впускных органов.

При невысокой средней скорости воздуха во впускных клапанах, рассчитанной по средней скорости поршня (< 90 м/сек) на номинальном режиме, дальнейшее увеличение их сечения при применении двух впускных клапанов уже не дает значительного повышения коэффициента наполнения. Если зависимости $\eta_{vh} = f(\epsilon_K)$ имеют характер экспоненциальных функций, то функциональной зависимости $\eta_{vh} = f(n)$ для типичных образцов автомобильных двигателей со средним и высоким наддувом практически не может быть найдено.

Охлаждение воздуха, подаваемого турбокомпрессором в двигатель, не приводит к существенному изменению коэффициента наполнения. Это очевидно из рис. 23, на котором показано изменение $\Delta \eta_{vh}$ коэффициента наполнения при охлаждении воздуха.

Таким образом, коэффициент наполнения в результате наддува автомобильных двигателей возрастает, что, наряду с увеличением плотности воздуха, является одной из причин повышения мощности, как это следует из известного выражения

$$p_e = \frac{\eta_i \eta_{vh} \eta_{мех} H_u Q_K}{\alpha L_0} \text{ н/м}^2, \quad (2)$$

где η_i — индикаторный к. п. д.;

$\eta_{мех}$ — механический к. п. д.;

H_u — теплотворность топлива в дж/кг;

Q_K — плотность воздуха в кг/м³;

α — коэффициент избытка воздуха;

L_0 — стехиометрическое количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива.

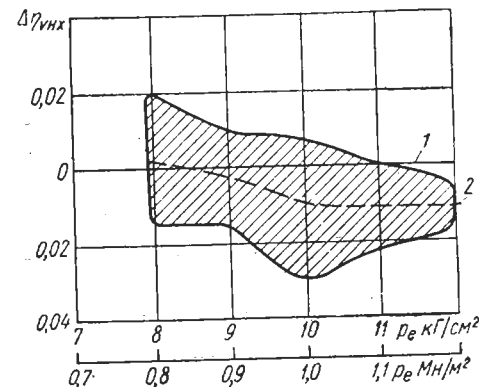


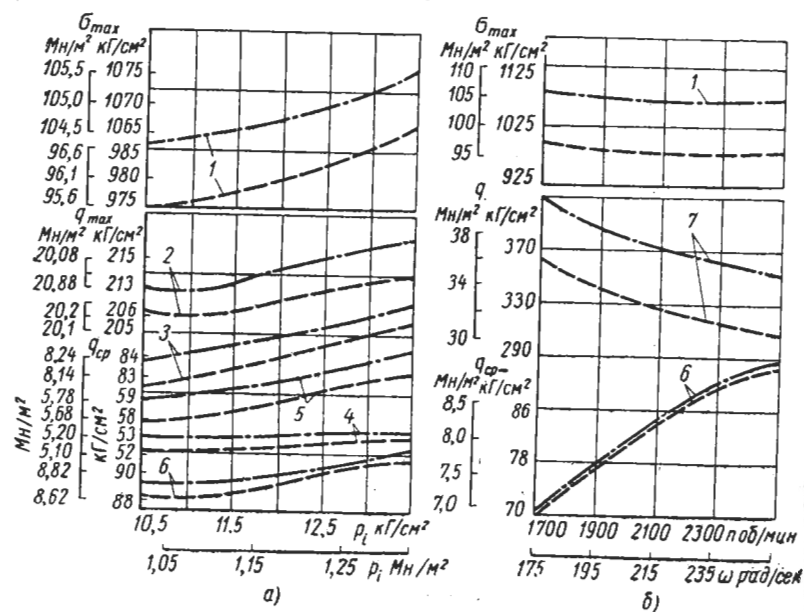
Рис. 23. Изменение $\Delta \eta_{vh} = f(p_e)$ при охлаждении воздуха после нагнетателя:

1 — без холодильника; 2 — при наличии холодильника

12. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА НА МЕХАНИЧЕСКУЮ НАПРЯЖЕННОСТЬ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Среди факторов, которые приходится учитывать при выборе давления наддува, среднего эффективного давления и максимального давления цикла, важнейшее место занимает механическая напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма и особенно подшипников и шеек коленчатого вала. Это объясняется тем, что длина двигателя, в особенности при V-образном расположении цилиндров, в основном зависит от размеров этих наиболее напряженных элементов двигателя.

На рис. 24 показаны расчетные зависимости для дизелей ЯМЗ-238Н максимального суммарного напряжения в щеках коленчатого вала, а также средних удельных нагрузок на коренные и шатунные подшипники коленчатого вала от индикаторного давления p_i , давления сгорания p_z и числа оборотов коленчатого вала n .



Вследствие повышенного числа оборотов коленчатого вала протекание этих зависимостей имеет некоторые особенности.

Как и следовало ожидать, максимальное напряжение в щеках коленчатого вала почти линейно зависит от максимального давления цикла, незначительно снижаясь по мере увеличения числа оборотов коленчатого вала от 1700 до 2300 в минуту (180—240 рад/сек). При любом давлении p_z эти напряжения практически не зависят от величин ϵ_K , n и p_i .

Максимальные удельные нагрузки на подшипники коленчатого вала, наоборот, уменьшаются при увеличении числа оборотов коленчатого вала вследствие разгружающего действия сил инерции деталей. Так, при $p_z = 100 \text{ кг/см}^2$ (9,8 Мн/м²) и $n = 2300 \text{ об/мин}$ (240 рад/сек) максимальная удельная нагрузка на шатунный

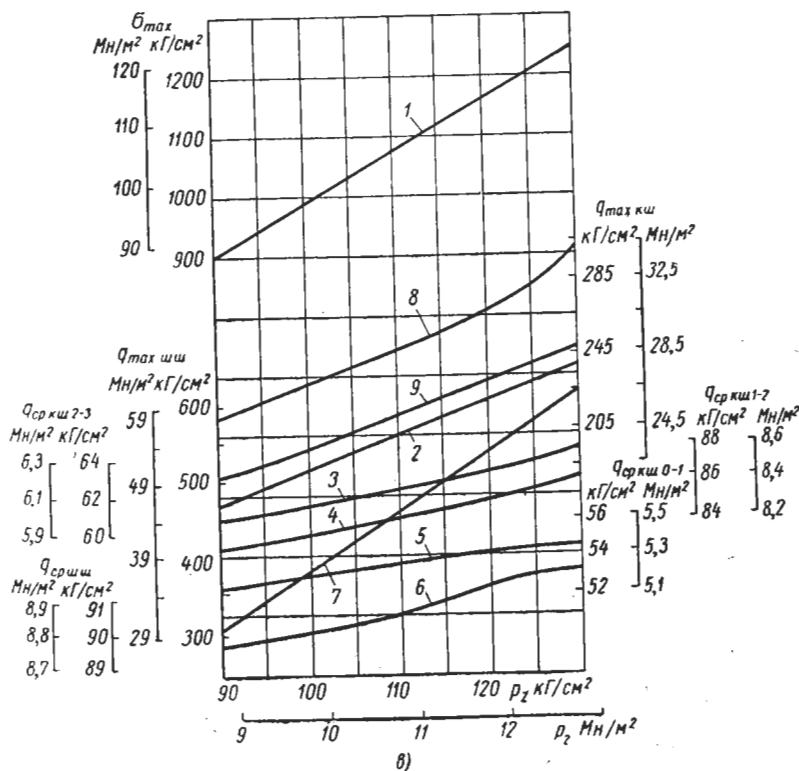


Рис. 24. Зависимость напряженности элементов кривошипно-шатунного механизма от индикаторного давления p_i при $n = 2100 \text{ об/мин}$ (~210 рад/сек); б — от числа оборотов вала n ; в — от давления сгорания p_z ; $p_z = 100 \text{ кг/см}^2$ или $9,8 \text{ Мн/м}^2$ (штрих-пунктирные линии); 1 — максимальное напряжение σ_{max} в щеках коленчатого вала; 2 — максимальная нагрузка $q_{\text{max кш 1-2}}$ на коренной подшипник; 3, 4 и 5 — средние удельные нагрузки соответственно $q_{\text{ср кш 1-2}}$, $q_{\text{ср кш 2-3}}$ и $q_{\text{ср кш 0-1}}$ на коренные подшипники; 6 — средняя удельная нагрузка $q_{\text{ср шш}}$ на шатунный подшипник; 7 — максимальная нагрузка $q_{\text{max шш}}$ на шатунный подшипник; 8 и 9 — максимальные удельные нагрузки соответственно $q_{\text{max кш 1-2}}$ и $q_{\text{max кш 0-1}}$ на коренные подшипники

низма дизеля ЯМЗ-238 от различных параметров двигателя (по данным НАМИ):

подшипник на 14% ниже, чем при $n = 1700$ об/мин (~ 180 рад/сек). Естественно, что по мере роста давления p_z изменение числа оборотов оказывает меньшее влияние на максимальную удельную нагрузку на подшипники коленчатого вала.

Средняя удельная нагрузка на подшипники коленчатого вала интенсивно возрастает при повышении числа его оборотов и относительно мало зависит от среднего эффективного и индикаторного давлений. Например, при неизменном числе оборотов коленчатого вала $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек) в случае повышения давления p_i от 9,5 до 12,5 кг/см² (0,93—1,22 Мн/м²) при постоянном давлении $p_z = 100$ кг/см² (9,8 Мн/м²) средняя нагрузка на подшипник большой головки шатуна увеличивается только на 6%, а на второй коренной подшипник — на 4%. В то же время повышение числа оборотов коленчатого вала от 1700 до 2300 в минуту (~ 180 — 240 рад/сек) приводит к увеличению средней нагрузки на шатунный подшипник более чем на 30%. При неизменном давлении p_z средняя удельная нагрузка на подшипники коленчатого вала мало зависит от p_z и ϵ_K .

Таким образом, изменение параметров n и p_z по-разному влияет на напряженность элементов кривошипно-шатунного механизма.

От давления p_z зависит нагруженность щеek коленчатого вала и его подшипников. Число оборотов n значительно влияет на среднюю нагрузку подшипников коленчатого вала.

При постоянном давлении p_i изменение степени повышения давления ϵ_K сказывается на нагруженности основных элементов кривошипно-шатунного механизма в той же мере, что и на давлении p_z .

Среди различных элементов кривошипно-шатунного механизма автомобильного двигателя наименьший запас усталостной прочности имеют обычно подшипники коленчатого вала. Возможность повышения максимальной удельной нагрузки на них при современных подшипниковых материалах невелика. Поэтому при наддуве автомобильных двигателей, как правило, строго ограничивается p_z , что при заданном эффективном давлении приводит к увеличению степени предварительного расширения ρ .

13. ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ, СГОРАНИЯ И РАСШИРЕНИЯ

Средний показатель политропы сжатия n_1 у автомобильных двигателей с наддувом имеет примерно то же значение, что и у базовых двигателей без наддува. Значение n_1 на номинальном режиме двигателей ЯМЗ доходит до 1,37, снижаясь при уменьшении числа оборотов коленчатого вала.

Допустимое максимальное давление сгорания p_z , как было отмечено выше, связано с прочностью деталей кривошипно-шатунного механизма. В двигателях с наддувом давление сгорания постепенно повышают вследствие увеличения несущей способности деталей двигателя, как правило, без увеличения их массы.

В дизелях с низким наддувом обычно $p_z = 90$ кг/см² (8,8 Мн/м²); в двигателях со средним наддувом, например в ЯМЗ-238Н, это давление повышают до 105—110 кг/см² (10,3—10,7 Мн/м²). В дизелях Каминс NRT с высоким турбонаддувом $p_z > 125$ кг/см² (12,2 Мн/м²), а в моделях автотракторных дизелей Интернейшенел давление p_z доходит до 150 кг/см² (14,7 Мн/м²).

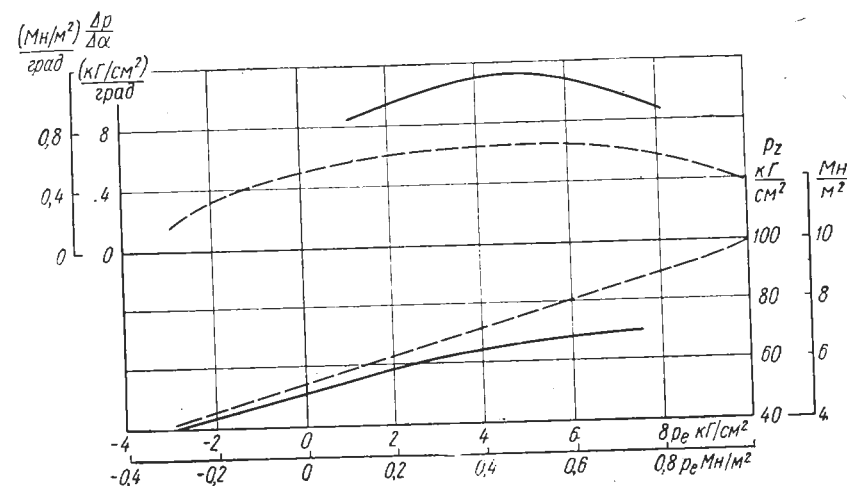


Рис. 25. Зависимость давления сгорания p_z и средней скорости нарастания давления $\frac{dp}{d\alpha}$ от эффективного давления p_e для автомобильного дизеля:

— без наддува; — — — со средним наддувом

Соответственно принятому максимальному давлению цикла и величинам ϵ_K и p_i степень повышения давления $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ при $V = \text{const}$ у двигателей рассматриваемого класса колеблется в пределах 1,2—1,7. В автотракторных дизелях с наддувом, так же как и в дизелях с наддувом другого назначения, максимальная и средняя скорости нарастания давления цикла $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{\text{max}}$ и $\frac{dp}{d\alpha}$ (где α — угол поворота кривошипа) на участках индикаторной диаграммы, соответствующих первому и второму периодам горения [18], снижаются по сравнению с соответствующими скоростями в базовых двигателях без наддува. Этим объясняется уменьшение жесткости рабочего процесса в результате наддува, которое тем больше, чем выше параметры наддува.

На рис. 25 показано изменение давления сгорания p_z и средней скорости нарастания давления $\frac{dp}{d\alpha}$ для дизелей ЯМЗ со средним наддувом и без наддува при $n = 1850$ об/мин (~ 192 рад/сек) в функции среднего эффективного давления p_e .

Как видно из сравнения соответствующих кривых, максимальное значение скорости нарастания давления в результате наддува снижается более чем на 45%, а максимальное давление цикла увеличивается на 35% в области наибольших значений давления p_e .

Для ограничения нагрузок на детали кривошипно-шатунного механизма и уплотнение газового стыка отношение максимального давления цикла при наддуве к максимальному давлению цикла

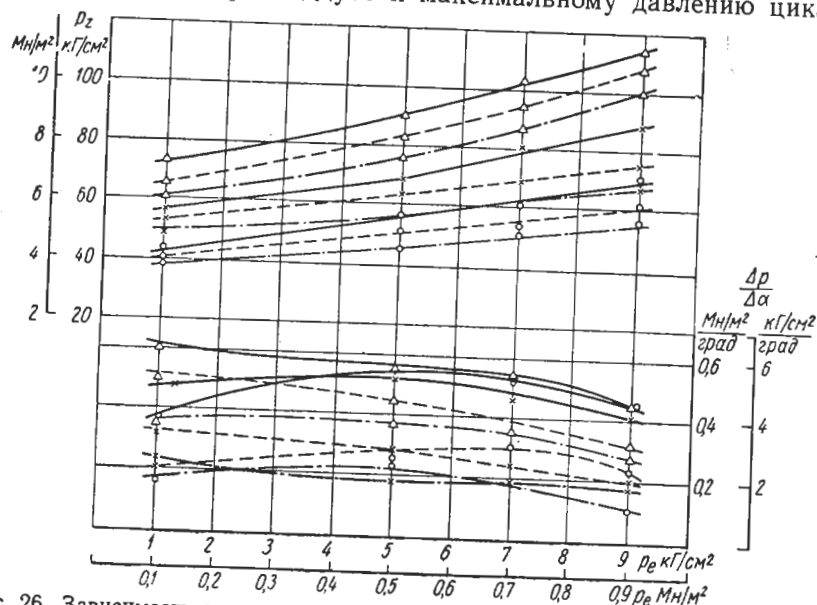


Рис. 26. Зависимость давления сгорания p_z и максимальной скорости нарастания давления $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ от угла опережения подачи $\theta_{оп}$:

— $\theta_{оп} = 24^\circ$; --- $\theta_{оп} = 18^\circ$; - · - · - $\theta_{оп} = 15^\circ$; ○ — 1000 об/мин (~100 рад/сек); × — 1600 об/мин (~170 рад/сек); Δ — 2100 об/мин (~220 рад/сек)

того же двигателя без наддува должно быть меньше отношения соответствующих эффективных давлений.

Вследствие уменьшения жесткости рабочего процесса в результате наддува уменьшаются амплитуды высокочастотных вибрационных составляющих напряжений в деталях кривошипно-шатунного механизма, что частично компенсирует увеличение давления цикла.

Ограничения значений p_z и $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ достигают в результате подбора закона подачи топлива, который определяется гидравлической характеристикой топливоподающей аппаратуры и углом опережения подачи топлива. Формы элементов топливоподающей аппаратуры — плунжера топливного насоса, нагнетательного клапана и форсунки — конструктивно отрабатывают так, чтобы на-

чальная доза топлива была небольшой. Увеличение угла опережения подачи топлива приводит к резкому повышению давления p_z и величины $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, как это видно из графика (рис. 26), построенного по результатам исследования дизелей ЯМЗ с турбонаддувом.

Большинство автомобильных двигателей с наддувом снабжают автоматическими регуляторами опережения подачи топлива, чтобы

обеспечить близкие к оптимальному значения этого угла в широком диапазоне чисел оборотов, характерном для автомобильных двигателей. Опыт последнего времени показал также целесообразность введения корректоров подачи топлива, действующих в функции давления наддува. От конструкции топливоподающей аппаратуры во многом зависят протекание последующих стадий процесса сгорания и, в конечном итоге, надежность дизеля и его топливная экономичность.

При заданном индикаторном давлении ограничение давления p_z и величины λ , как известно, обуславливает увеличение степени предварительного рас-

ширения $\varphi = \frac{V_{z'}}{V_z}$. В реаль-

ном цикле быстрогоходного двигателя это сочетается с подводом тепла во время политропического расширения. Продолжительность интенсивного подвода тепла колеблется в зависимости от параметров и качества действия топливоподающей аппаратуры и может происходить в течение времени, соответствующего 15% хода поршня, сильно возрастая при подпрыске топлива. Как видно из идеализированной диаграммы реального цикла дизелей ЯМЗ, значение среднего показателя n_2 политропы расширения вдоль данного участка составляет всего 1,1—1,05 (рис. 27).

Величины среднего показателя политропы n_2 основного участка линии расширения в автомобильных двигателях с наддувом относительно мало отличаются от соответствующих значений для базовых двигателей без наддува и при малой дымности выпуска колеблются в диапазоне 1,2—1,25, уменьшаясь по мере роста числа оборотов коленчатого вала и увеличения степени наддува.

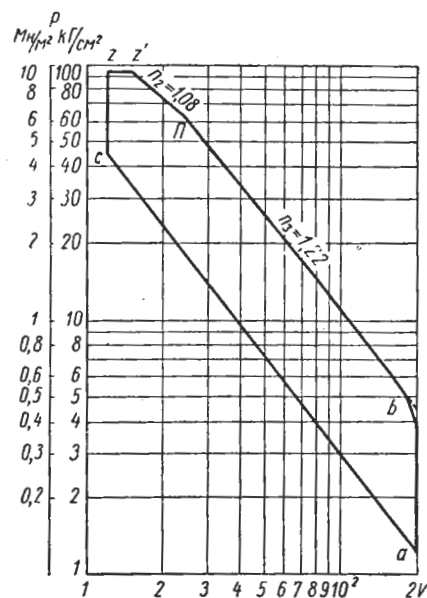


Рис. 27. Идеализированная индикаторная диаграмма автомобильного дизеля в логарифмической системе координат $p-V$

Вследствие предварительного расширения заряда при постоянном давлении и интенсивного на первом участке политропического расширения догорания эффективная степень расширения в реальном цикле значительно ниже степени сжатия и составляет 12—13 при $\epsilon = 16$. Однако при этой степени расширения индикаторный к. п. д. остается достаточно высоким, снижаясь всего на 2—3% по сравнению с индикаторным к. п. д. цикла базового двигателя без наддува. Это объясняется относительно большими значениями степени сжатия автомобильных дизелей с наддувом. Естественно, что чем выше степень сжатия, тем значительнее при определенном индикаторном давлении изменяется индикаторный к. п. д. в результате колебания степени расширения, т. е. тем больше «чувствительность» двигателя к изменению состояния топливоподающей аппаратуры.

Представляет интерес исследование влияния изменения степени предварительного расширения на индикаторный к. п. д. типичного автомобильного дизеля со средним наддувом и степенью сжатия 16 при различных фиксированных значениях индикаторного давления.

Необходимое расчетное выражение для определения относительного влияния параметров цикла на индикаторный к. п. д. при нескругленной индикаторной диаграмме может быть получено путем использования уравнения теплового баланса рабочего тела [6] в интервале индикаторной диаграммы (рис. 27) с учетом переменности показателя политропы расширения:

$$\eta_{IT} = 1 - \frac{x_1 \lambda \left[(\bar{c}_{p_z}, \bar{c} - \bar{c}_{p_z}) \theta + q_{l_2} x_2 \bar{c}_{v_2} + q_{l_3} \bar{c}_{v_3} \frac{x}{q_3} + \bar{c}_{v_b} \frac{q}{q_3} (x_4 + 1) \right] - \bar{c}_{v_a}}{x_1 \lambda \left[\bar{c}_{v_2} - \frac{\bar{c}_{v_c}}{\lambda} + (\bar{c}_{p_z}, \bar{c} - \bar{c}_{p_z}) \theta' + q_{l_2} x_2 \bar{c}_{v_3} + q \frac{l_2}{q_1 m_2} \bar{c}_{v_3} x_4 \theta' \right]}, \quad (3)$$

где $x_1 = \epsilon m_1$; $m_1 = \frac{n_1 - 1}{n_1}$;

$\bar{c}_p$ и $\bar{c}_v$ — средние теплоемкости соответственно при постоянном давлении и постоянном объеме. Индексы a, b, c, z и z' характеризуют теплоемкость в соответствующих точках индикаторной диаграммы (рис. 27). Индексы 2 и 3 обозначают среднюю теплоемкость соответственно в первой и второй стадиях политропического расширения;

θ и θ' — соответственно доли подводимого и отводимого тепла по отношению к суммарному выделению тепла, соответствующие политропическим процессам с показателями n_2 и n_3 ;

$$l_2 = \frac{n_2 - k_2}{n_2}; x_2 = \left(\frac{1}{q} \right)^{n_2} - 1; l_3 = \frac{n_3 - k_3}{n_3 - 1}; m_3 = \frac{n_3 - 1}{n_3};$$

$$x_4 = \frac{(q q_1)^{m_3}}{\epsilon} - 1; q_1 = \frac{V_n}{V_{z'}};$$

n_2 и n_3 — показатели политропы на первом и втором участках процесса расширения;

$k = \frac{c_p}{c_v}$ — отношение теплоемкостей заряда в интервалах $z - z', z'$ — Π и $\Pi - b$ индикаторной диаграммы идеализированного цикла.

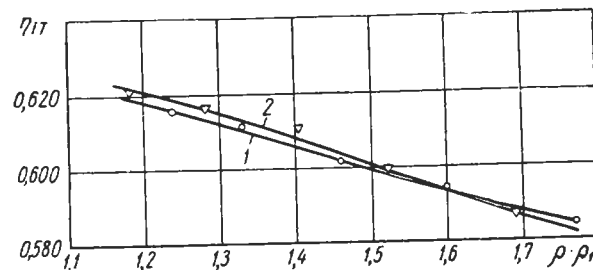


Рис. 28. Зависимость к. п. д. η_{IT} от произведения $q q_1$ для нескругленной индикаторной диаграммы идеализированного цикла дизеля при $\epsilon_K = 1,64$; $\epsilon = 16$:
1 — $p_i = 13,5$ кг/см² ($\sim 1,3$ Мн/м²); 2 — $p_i = 12,5$ кг/см² ($\sim 1,2$ Мн/м²)

На рис. 28 показаны результаты расчета $\eta_{IT} = f(q q_1)$ с применением уравнения (3) при разных значениях индикаторного давления без учета отвода тепла в процессе расширения. Как видно из графиков, отклонения произведения $q q_1$ от исходного значения 1,15 до 1,4, т. е. на 22%, приводят к абсолютному уменьшению к. п. д. η_{IT} в пределах 1—1,5% от исходного значения. Следовательно, изменение в довольно широких пределах формы участков сгорания индикаторной диаграммы автомобильного дизеля с наддувом не приводит к резкому изменению индикаторного к. п. д.

Таким образом, в двигателях с наддувом увеличение давления сгорания является естественным следствием роста степени сжатия воздуха в нагнетателе при сохранении высокого индикаторного к. п. д. Допустив относительно небольшое (на 2—3% по абсолютной величине) снижение индикаторного к. п. д., можно резко уменьшить давления сгорания и, следовательно, нагруженность деталей кривошипно-шатунного механизма.

В карбюраторных двигателях применение наддува при одинаковой степени сжатия и неизменном качестве топлива приводит к повышению интенсивности детонации. Это может быть устранено путем повышения октанового числа бензина или в результате

использования антидетонационных жидкостей. Для двигателя с нерегулируемой системой наддува при $\epsilon_K = 1,5$, несмотря на понижение степени сжатия с 9 до 8, необходимое октановое число бензина должно быть увеличено примерно на 10 пунктов по сравнению с бензином для базового двигателя без наддува. Требуемое октановое число топлива для двигателя Шевроле с воздушным охлаждением при $n = 4000$ об/мин (416 рад/сек) на 5 пунктов ниже, чем при $n = 8000$ об/мин (832 рад/сек).

В двигателях с жидкостным охлаждением цилиндров и регулируемой системой наддува необходимое октановое число бензина монотонно снижается на 3—4 пункта по мере увеличения числа оборотов коленчатого вала в диапазоне от 1600 до 3600 в минуту (170—370 рад/сек). Это позволяет предположить, что возможно значительное снижение требований к антидетонационным качествам бензинов при дальнейшем повышении числа оборотов коленчатого вала. Присадка антидетонационной жидкости на базе воды дает возможность снизить необходимое октановое число бензина на 5 пунктов октановой шкалы при $n = 1600$ об/мин (~ 170 рад/сек) и на 9 пунктов при $n = 3000$ об/мин (310 рад/сек) и обеспечить бездетонационную работу двигателей с наддувом без изменения степени сжатия.

14. ПРОЦЕССЫ В ТРУБОПРОВОДАХ, ПОДВОДЯЩИХ ВЫПУСКНЫЕ ГАЗЫ К ТУРБИНЕ

При расположении турбокомпрессоров в автомобильных двигателях с турбонаддувом обычно руководствуются конструктивными соображениями

компактности и симметрии. Последняя способствует универсальности применения двигателей на установках различного вида и равномерности выпуска из разных групп или рядов цилиндров. Расстояние от разных цилиндров двигателя до турбины неодинаково, поэтому различны условия питания турбины выпускными газами из разных цилиндров двигателя. Площадь сечения ветвей трубопроводов $F_{тр}$ обычно выбирают на 10—20% больше, чем суммарная площадь сечения горловин F_K выпускных клапанов одного цилиндра.

При чрезмерном уменьшении отношения $\frac{F_{тр}}{F_K}$ отмечается снижение эффективности системы турбонаддува. Увеличение этого отношения приводит к ухудшению компактности и массовых показателей двигателя и наряду с этим может также приводить к потерям эффективности системы турбонаддува. При обычном для автомобильных двигателей отношении площади сечения выпускного клапана к площади сечения цилиндра, равном 0,14—0,17, среднее число Маха потока в трубопроводе, питающем турбину, доходит до 0,3, хотя в процессе истечения газа из выпускного клапана максимальное местное значение числа Маха приближается к единице. Выбрасывание большей части выпускных газов из цилиндра

происходит в условиях надкритического отношения давлений. При этом возникают интенсивные ударные потери, обусловленные неизбежным несовершенством конструкции выпускных органов. По расчетным данным НАМИ, суммарные потери в системе выпуска газов из цилиндров в турбину превышают 40% от располагаемой энергии выпускных газов дизелей ЯМЗ с турбонаддувом.

При правильно подобранном угле начала выпуска (табл. 3) к началу процесса выталкивания избыточное давление в цилиндре

Таблица 3

Фазы газораспределения типичных автомобильных двигателей
с наддувом (в градусах угла поворота коленчатого вала)

Фирма и модель	Начало впуска до в. м. т.	Конец впуска после н. м. т.	Начало выпуска до н. м. т.	Конец выпуска после в. м. т.	Перекры- тие фаз
<i>Низкий наддув</i>					
Клекнер-Гумбольдт- Дейтц	16 * 27	40 * 40	52 * 52	16 * 27	32 * 54
МАК ENDT	18	38	45	11	29
<i>Средний наддув</i>					
ЯМЗ-238Н	20	56	56	20	40
DAF-575	10	50	46	14	24
<i>Высокий наддув</i>					
Каминс NRT0	55	55	35	40	95
Алис-Чалмерс 2100	20 20 *	46 46 *	45 45 *	15 15 *	35 35 *

* Базовые двигатели без наддува.

относительно невелико и составляет не более 0,3—0,5 кг/см² (0,3—0,5 Мн/м²). В этих условиях форма участка насосных ходов индикаторной диаграммы, соответствующего выпуску, в значительной мере зависит от характера циклической диаграммы изменения давления в выпускном трубопроводе.

Закон изменения давления в трубопроводе, подводящем выпускные газы из цилиндров в турбину, зависит от сочетания

пропускной способности выпускных органов и турбины, объема трубопровода, числа оборотов коленчатого вала, порядка работы цилиндров, входящих в данную группу, и других факторов.

В наиболее распространенных автомобильных шестицилиндровых двигателях с рядным расположением цилиндров при установке турбокомпрессора примерно в середине блок-картера двигателя обеспечивается малая длина патрубков, питающих турбину, небольшой объем трубопровода и равномерное чередование работы цилиндров, от которых выпускные газы подаются в каждую из двух секций входного аппарата турбины. Вследствие этого

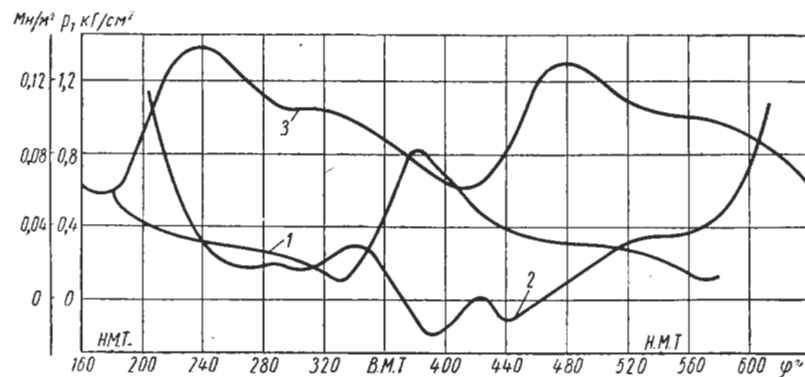


Рис. 29. Изменение давления в трубопроводе, соединяющем цилиндры с турбиной, для автомобильных дизелей (φ — угол поворота коленчатого вала):

1 — резкая импульсность, равномерное чередование рабочих ходов в цилиндрах, $n = 1200$ об/мин (125 рад/сек); 2 — неравномерное чередование рабочих ходов в цилиндрах, $n = 2100$ об/мин (~220 рад/сек); 3 — равномерное чередование рабочих ходов в цилиндрах, $n = 2100$ об/мин (~220 рад/сек)

диаграмма давления в выпускном трубопроводе имеет равномерный циклический характер, причем к моменту начала выпуска из очередного цилиндра давление в каждой ветви падает, как это видно из кривой 1 (рис. 29), полученной в результате исследований двенадцатицилиндрового двигателя ЯМЗ-240Н. Такое протекание процесса в выпускном трубопроводе часто называют импульсным, а системы наддува, в которых он происходит, — импульсными.

Сравнивая кривые 1—3, изображающие изменение давления p_T в трубопроводе, питающем турбину, видим, что повышение числа оборотов коленчатого вала от 1200 до 2100 в минуту (100—220 рад/сек) приводит к уменьшению относительной амплитуды $\bar{A}$ колебания давления в трубопроводе за цикл в пределах 0,4—0,25 и росту минимального избыточного давления в трубопроводе.

Относительная амплитуда колебания давления в трубопроводе за цикл

$$\bar{A} = \frac{A}{p_{T.m}},$$

где A — разность максимального и минимального давлений в трубопроводе за цикл;

$p_{T.m}$ — среднее давление в трубопроводе.

Таким образом, увеличение числа оборотов коленчатого вала делает систему наддува менее «импульсной», что свидетельствует об условности применения данного понятия.

При описанной выше системе турбонаддува четырехтактного двигателя закон изменения давления в трубопроводе p_T , питающем турбину, может быть выражен в форме гармонического ряда:

$$p_T = A - B_1 \cos \frac{3}{2} \varphi - B_2 \cos 3\varphi + C_1 \sin \frac{3}{2} \varphi - C_2 \sin 3\varphi, \quad (4)$$

где A , B , C_1 и C_2 — коэффициенты;

φ — угол поворота коленчатого вала.

Решая дифференциальное уравнение количества рабочего тела, можно установить, что в данном случае закон изменения количества рабочего тела в трубопроводе может быть выражен следующей формулой¹:

$$G_{mp} = d - e_1 \cos \frac{3}{2} \varphi - e_2 \cos 3\varphi - f_3 \sin \frac{3}{2} \varphi - f_4 \sin 3\varphi, \quad (5)$$

где d , e_1 , e_2 , f_3 и f_4 — коэффициенты.

Значительно сложнее циклический закон изменения давления в трубопроводах двигателей с неравномерным чередованием работы цилиндров в группах, питающих секции входных аппаратов турбин. Кривая 2 (рис. 29) характеризует изменение давления в трубопроводе, питающем секцию турбины восьмицилиндрового двигателя ЯМЗ-238Н. Каждая из двух секций получает газ из четырех цилиндров одного ряда, чередование работы которых происходит через неравномерные интервалы. При этом условия выпуска из разных цилиндров ряда весьма различны. Конец выпуска из двух цилиндров происходит при относительно высоком противодавлении в трубопроводе, а из двух других — при сравнительно низком. Повышение числа оборотов коленчатого вала и в этом случае приводит к уменьшению относительной амплитуды колебания давления.

Как отмечено в гл. I, несмотря на неравномерность процесса в выпускном трубопроводе двигателя ЯМЗ-238Н обеспечивается достаточно высокая эффективность турбонаддува.

¹ По данным расчетов, выполненных В. Н. Котовой.

По опытным данным НАМИ, среднее манометрическое давление в трубопроводе, питающем турбину турбокомпрессора, отличается от среднего арифметического не более чем на 5—7%.

Следует отметить, что осредненная по работоспособности газа величина давления в трубопроводе зависит от закона изменения этого давления, что затрудняет сопоставление эффективности систем турбонаддува двигателей с равномерным и неравномерным чередованием работы цилиндров, питающих секции турбины.

16. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Как известно, среднее давление, соответствующее механическим потерям в поршневом двигателе, может быть выражено в виде суммы:

$$p_{мп} = p_{ф} + p_{нх} + p_{аг},$$

где $p_{ф}$ — среднее давление, соответствующее потерям трения;
 $p_{нх}$ — среднее давление, соответствующее затратам энергии на совершение насосных ходов;

$p_{аг}$ — среднее давление, эквивалентное энергии, затрачиваемой на привод вспомогательных агрегатов двигателя.

В быстроходных автомобильных двигателях без наддува при нагрузках, близких к номинальной, отношение $\frac{p_{мп}}{p_i} < 0,25$ и соответственно механический к. п. д. на номинальном режиме обычно не превышает 0,75—0,8.

Рядом исследований установлено, что величина $p_{ф}$, определяемая в основном жидкостным трением в механизмах, относительно мало зависит от степени повышения давления в нагнетателе и индикаторного давления при определенной нагрузке и почти линейно зависит от средней скорости поршня c_m :

$$p_{ф} = A c_m + B,$$

где A — коэффициент, практически постоянный для данного двигателя; для автомобильных двигателей ЯМЗ $A = 0,1$;
 B — постоянная.

Давление $p_{нх}$, определяемое балансом работ наполнения и выталкивания, зависит как от аэродинамических характеристик впускных и выпускных клапанов, так и от отношения давления $\frac{p_K}{p_T}$ (где p_K — давление воздуха за нагнетателем).

Последнее, как известно [18], обусловлено величиной к. п. д. турбокомпрессора, а также законом циклического изменения давления в трубопроводе цилиндр—турбина. На рис. 30 изображена индикаторная диаграмма процессов выпуска и наполнения дизеля ЯМЗ-238 при разных нагрузках, построенная по опытным данным НАМИ в случае использования турбокомпрессора с общим к. п. д. около 0,5.

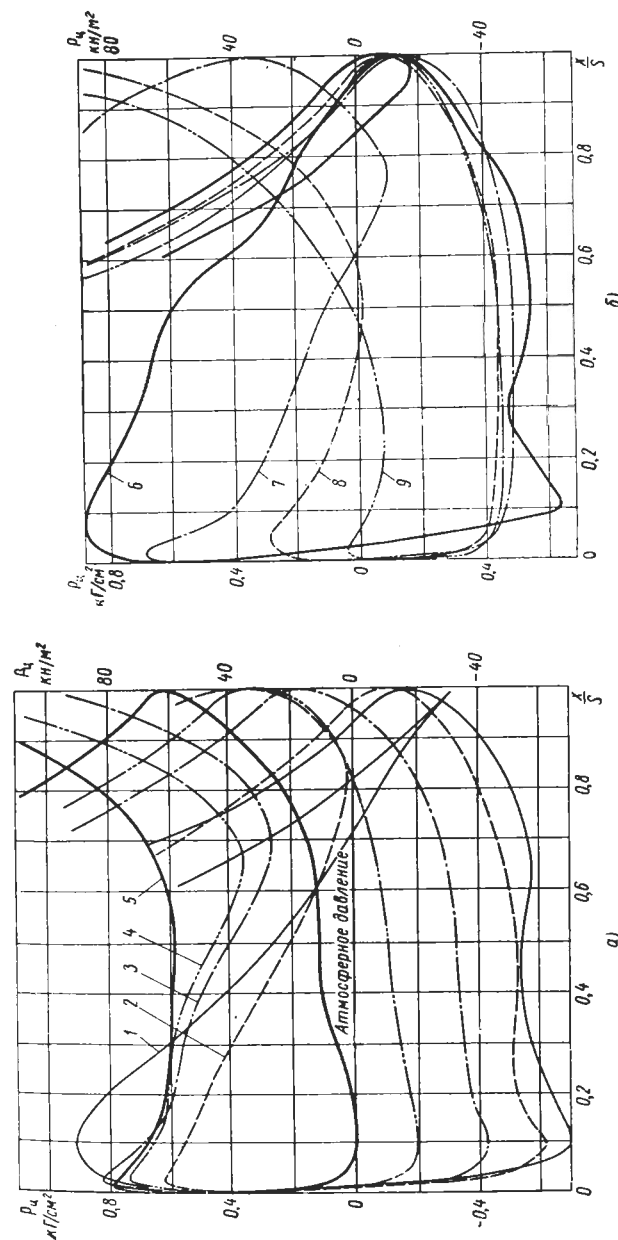


Рис. 30. Индикаторные диаграммы процессов выпуска и наполнения дизелей ЯМЗ:

а — с турбонаддувом; б — без наддува; 1 — прокручивание, $p_{нх} = 2,03 \text{ кг/см}^2$ ($-0,2 \text{ МН/м}^2$); 2 — $p_e = 1 \text{ кг/см}^2$ ($0,098 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,7 \text{ кг/см}^2$ ($1,66 \text{ МН/м}^2$); 3 — $p_e = 5 \text{ кг/см}^2$ ($0,49 \text{ МН/м}^2$); 4 — $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ($0,68 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,49 \text{ кг/см}^2$ ($0,145 \text{ МН/м}^2$); 5 — $p_e = 9 \text{ кг/см}^2$ ($0,88 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,25 \text{ кг/см}^2$ ($0,12 \text{ МН/м}^2$); 6 — прокручивание, $p_{нх} = 2,37 \text{ кг/см}^2$ ($0,23 \text{ МН/м}^2$); 7 — $p_e = 1 \text{ кг/см}^2$ ($0,098 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,44 \text{ кг/см}^2$ ($0,141 \text{ МН/м}^2$); 8 — $p_e = 5 \text{ кг/см}^2$ ($0,49 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,17 \text{ кг/см}^2$ ($0,11 \text{ МН/м}^2$); 9 — $p_e = 7 \text{ кг/см}^2$ ($0,68 \text{ МН/м}^2$); $p_{нх} = 1,07 \text{ кг/см}^2$ ($0,104 \text{ МН/м}^2$); х — перемещение поршня от в. м. т.; S — ход поршня

Приведенные на рис. 30, а и б значения индикаторного давления $p_{нх}$ соответствуют затрате энергии на совершение насосных ходов в диапазоне $p_e = 0 \div 9 \text{ кг/см}^2$ ($0 \div 0,88 \text{ Мн/м}^2$).

Обращает внимание образование в цилиндре при малых и средних нагрузках довольно глубокого разрежения в начале на-

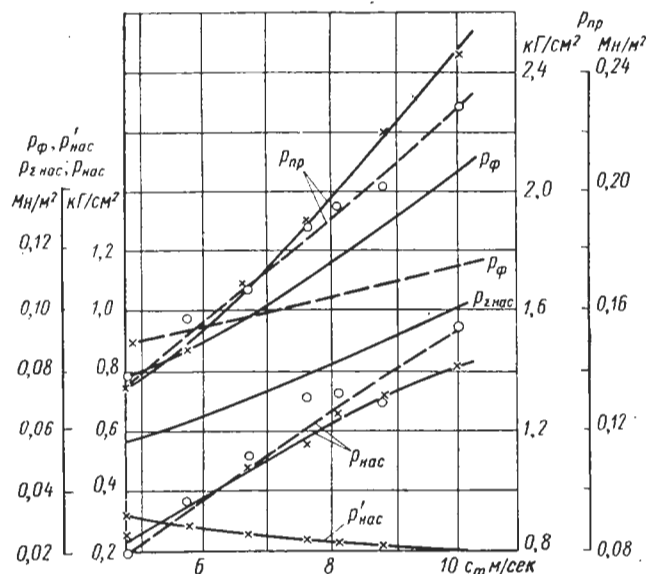


Рис. 31. Составляющие механических потерь дизелей типа ЯМЗ:

— с наддувом; — — — без наддува; $p_{пр}$ — среднее давление, соответствующее затратам энергии на прокручивание двигателя; $p_{ф}$ — среднее давление, соответствующее потерям на трение; $p_{з нас}$ — условное давление потерь насосных ходов с учетом несовпадения линий сжатия и расширения индикаторной диаграммы; $p_{нас}$ — среднее давление, соответствующее потерям насосных ходов; $p'_{нас}$ — среднее давление, соответствующее потерям, обусловленным несовпадением линий расширения и сжатия; c_m — средняя скорость поршня

полнения с постепенным повышением давления в последующих стадиях процесса. С этим связаны большие энергетические потери, характеризующиеся $p_{нх} = 2,8 \text{ кг/см}^2$ ($0,27 \text{ Мн/м}^2$) и соответственно низким механическим к. п. д. При переходе на большие нагрузки разрежение в процессе наполнения сменяется избыточным давлением, максимальная величина которого в конце процесса приближается к избыточному давлению наддува, но при этом возрастает и давление в процессе выпуска.

В соответствии с ростом отношения $\frac{p_K}{p_T}$ на больших нагрузках резко уменьшается давление $p_{нх}$, а следовательно, и давление $p_{мл}$.

Так, в данных опытах установлено, что увеличение эффективного давления с 5 до 7 кг/см^2 (с 0,49 до 0,68 Мн/м^2) приводит к уменьшению давления $p_{мл}$ более чем на 28%. При дальнейшем увеличении давления до 9 кг/см^2 (0,88 Мн/м^2) давление $p_{мл}$ уменьшается еще на 16% по сравнению с приведенной выше величиной.

В быстроходных автомобильных двигателях давление насосных ходов на режимах малых нагрузок превышает сумму остальных составляющих баланса механических потерь, а при больших нагрузках примерно равно потерям на трение. В основном поэтому уменьшение давления $p_{нх}$ в результате наддува приводит к увеличению механического к. п. д. двигателя на 4—5%, что не только компенсирует отмеченное выше уменьшение индикаторного к. п. д., но и позволяет улучшить эффективный к. п. д. двигателя в результате наддува.

На рис. 31 показано изменение составляющих механических потерь автомобильных дизелей типа ЯМЗ со средним турбонаддувом¹.

Следует обратить внимание на большую долю потерь насосных ходов в балансе механических потерь. Эта доля уменьшается по мере роста среднего эффективного давления вследствие снижения работ наполнения и выталкивания. Последнее связано с увеличением отношения $\frac{p_K}{p_T}$, обусловленным ростом температуры газов, поступающих в турбину.

При малых нагрузках давление механических потерь при нерегулируемых системах турбонаддува значительно выше соответствующего параметра у базового двигателя без наддува. Это является одним из аргументов в пользу применения регулируемых систем наддува.

16. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ И БАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БЕЗ НАДДУВА

Применение наддува приводит к заметному изменению составляющих энергетического баланса автомобильных двигателей по сравнению с энергетическим балансом базовых двигателей без наддува.

Из приведенных в гл. I данных следует, что в результате турбонаддува на режимах больших нагрузок несколько повышается (на 1—2%) доля располагаемой энергии, эквивалентная полезной работе. При малых нагрузках эта доля энергии у двигателей с турбонаддувом ниже, чем у базовых двигателей. При наддуве несколько уменьшаются доли энергии, эквивалентные индикаторной работе и механическим потерям, и, в частности, потерь, обусловленных трением в механизмах.

¹ По данным опытов, проведенных Б. И. Капраловым.

Следует учитывать, что при применении турбокомпрессоров с прочными системами смазки величина, характеризующая тепло, отводимое в масло, включает работу сил трения в подшипниках турбокомпрессора, достигающую 0,4% от располагаемой энергии.

Как видно из рис. 32, относительный отвод тепла в стенки цилиндров и головок автомобильных двигателей как с низким, так и с высоким наддувом, характеризуемый величиной q_w располагает-

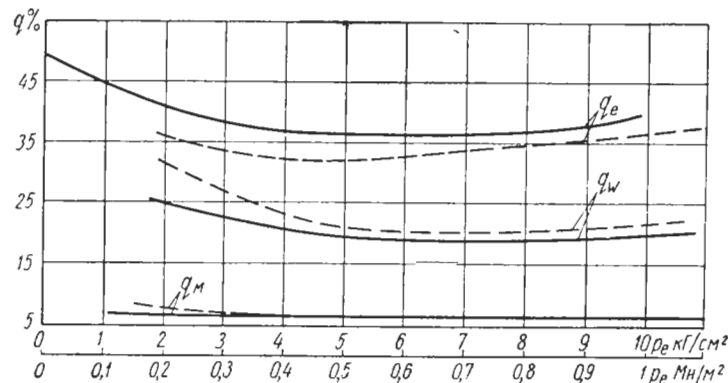


Рис. 32. Составляющие энергетического баланса автомобильных дизелей со средним наддувом при работе по нагрузочной характеристике:

— дизель ЯМЗ-238Н; — — — дизель Мидаус; q_e — эффективно использованное тепло; q_w — доля тепла, отводимого в систему охлаждения; q_m — доля тепла, отводимого в масло

мой энергии, остается примерно тем же, что и у базовых двигателей без наддува. Это обусловлено сочетанием увеличения коэффициента теплопередачи вследствие повышения плотности рабочего тела и снижения поверхности охлаждения на единицу массы заряда.

Для типичных автомобильных двигателей с наддувом величина $q_w = 20 \div 26\%$ снижается по мере повышения числа оборотов коленчатого вала (рис. 33).

Величина q_w достигает максимального значения при числе оборотов коленчатого вала, равного $(0,7 \div 0,8) n_e$, (где n_e — номинальное число оборотов) и снижается как при более высоком, так и при более низком числе оборотов.

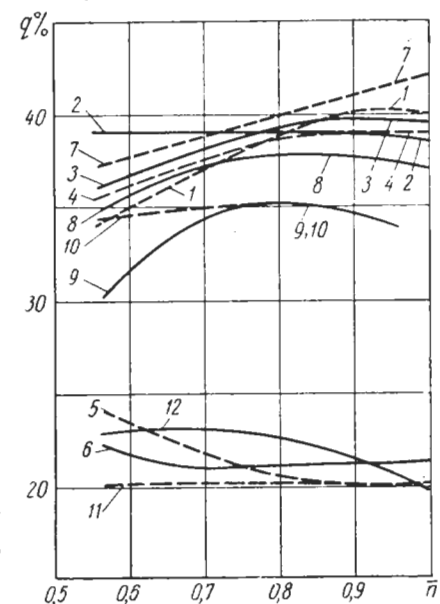
При больших нагрузках на двигатель в результате наддува при сохранении той же температуры выпускных газов, как и у базовых двигателей без наддува, несмотря на уменьшение к. п. д. η_i , несколько уменьшается (на 1—2%) доля тепла, теряемого с выпускными газами, что обусловлено утилизацией в турбокомпрессоре части энергии выпускных газов двигателя при среднем наддуве.

Количество этого тепла оказывается на 3—4% меньше, чем у базовых двигателей без наддува, и оно уменьшается по мере роста параметров наддува.

Таким образом, как это следует из графиков на рис. 32 и 33, полученных при испытаниях автомобильных двигателей, применение наддува приводит к некоторому улучшению структуры энергетического баланса этих двигателей.

Рис. 33. Составляющие энергетического баланса дизелей ($\bar{n}$ — отношение числа оборотов коленчатого вала к его номинальному числу):

— — — с турбонаддувом; — — — без наддува; 1, 2, 7 и 8 — потери тепла с выпускными газами; 3, 4, 9 и 10 — полезно используемое тепло; 5, 6, 11 и 12 — потери тепла в систему охлаждения. Кривые 1—6 относятся к дизелю ЯМЗ, а кривые 7—12 — к дизелю Интернешенел



17. ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ НАДДУВЕ

Как было отмечено выше, при наддуве увеличивается механическая напряженность деталей двигателя, но большая часть случаев преждевременного выхода из строя связана с их чрезмерной температурной напряженностью. Последняя обычно возникает в эксплуатационных условиях в результате различных нарушений нормального протекания рабочего процесса. Ввиду увеличения дозы топлива, подаваемой в цилиндры двигателей с наддувом, нарушение нормального технического состояния деталей и их сопряжений приводит к худшим последствиям, чем у двигателей без наддува.

Вследствие повышения температуры деталей возможно их разрушение, а также интенсификация образования отложений, что, в свою очередь, может вызвать также разрушение деталей. Поэтому у автомобильных двигателей с наддувом допустимую мощность определяют исходя из температур таких деталей, как выпускные клапаны, поршни и иногда головки цилиндров. При температуре выпускных газов $750—780^\circ\text{C}$ достаточная жаропрочность колес турбин достигается при изготовлении их из сплавов на базе никеля и кобальта.

По данным НАМИ [5] следует, что в двигателях с наддувом максимальная температура головок клапанов без натриевого

охлаждения приближается к средней температуре выпускных газов (рис. 34). Разница в максимальной температуре клапана и выпускных газов на большинстве режимов не превышает 30° С.

Для достижения удовлетворительного срока службы клапанов, температура которых при работе достигает 700° С, их изготавливают

из жаропрочных сталей с высоким содержанием хрома и никеля и на фаски наплавляют сплав типа стеллит. В случае дальнейшего повышения температуры клапанов необходимо применять натриевое охлаждение их головок.

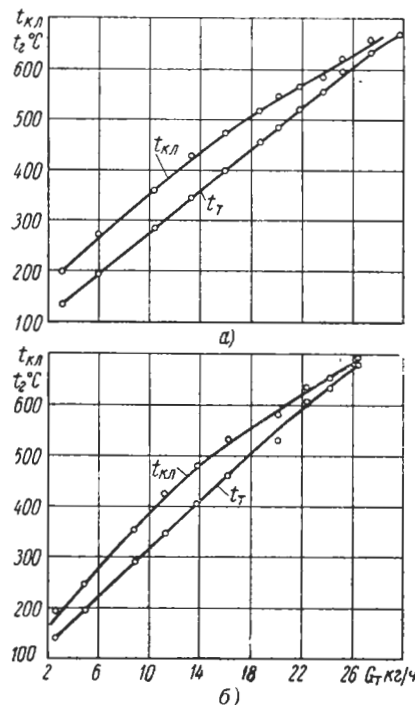


Рис. 34. Зависимость температуры выпускного клапана $t_{кл}$ дизеля ЯМЗ и температуры выпускных газов t_g от расхода топлива G_T :

а — $n = 1400$ об/мин (145 рад/сек);
б — $n = 1200$ об/мин (125 рад/сек)

Следует отметить, что в двухтактных автомобильных дизелях с турбонаддувом типа ЯМЗ этих мер оказалось недостаточно и клапаны стали изготавливать из сплава «нимоник».

На рис. 35 приведены обобщенные данные по максимальной температуре поршня $t_n = f(G_T)$ (где G_T — часовой расход топлива) автотракторных дизелей типа ЯМЗ без промежуточного охлаждения воздуха. Как видно из данного графика, по мере увеличения расхода G_T при наддуве неизбежно повышение температуры поршня. Сопоставление зависимостей температур поршня базового двигателя без наддува и модификации с наддувом показывает, что при неизменной подаче топлива применение наддува

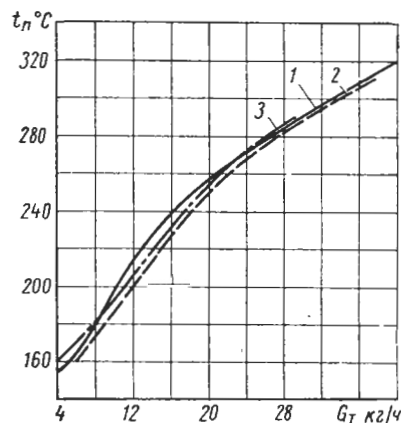


Рис. 35. Зависимость максимальной температуры днища поршня t_n дизеля ЯМЗ от часового расхода топлива G_T :

1 — $n = 2100$ об/мин (~220 рад/сек);
2 — $n = 1850$ об/мин (~190 рад/сек);
3 — $n = 1600$ об/мин (~166 рад/сек)

позволяет на 7—15° снизить температуру поршня, что объясняется уменьшением средней температуры цикла вследствие увеличения при наддуве коэффициента избытка воздуха.

В довольно широкой области зависимость $t_n = f(G_T)$ имеет линейный характер, т. е. температура поршня пропорциональна

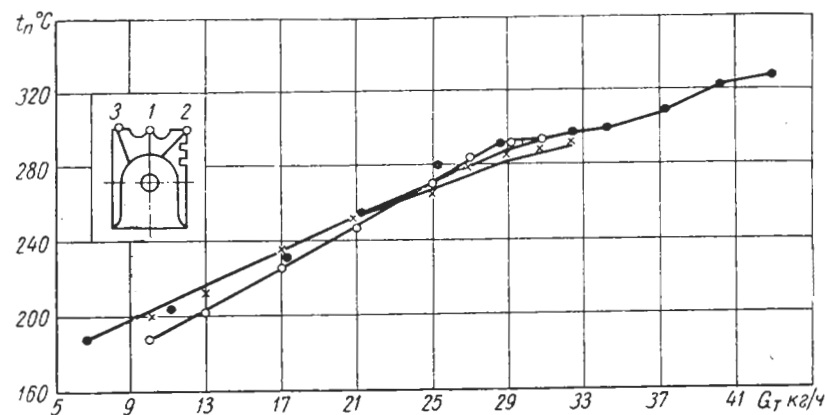


Рис. 36. Сравнение температуры поршня t_n при наддуве и без него; $n = 2100$ об/мин (~220 рад/сек):

× — центральная часть 1 поршня двигателя без наддува; ● — периферийная часть 2 поршня двигателя с наддувом; ○ — периферийная часть 3 поршня двигателя без наддува

расходу топлива. Это позволяет применять в качестве одного из характерных параметров тепловой напряженности поршней отношение

$$z = \frac{G_1 H_u}{D},$$

где G_1 — часовой расход топлива одним цилиндром;
 H_u — низшая теплотворность топлива;
 D — диаметр цилиндра.

Повышение температуры поршня при увеличении часового расхода топлива может быть уменьшено путем применения масляного охлаждения поршня. В результате охлаждения днища поршня струями масла температура поршня может быть снижена на 30—40° С при данном часовом расходе топлива. Как следует из графика (рис. 36), в результате применения такого метода охлаждения днища поршня можно повысить расход топлива двигателем и соответственно его мощность более чем на 20% без увеличения предельной температуры поршня свыше 320° С. Температура поршня снижается также и в результате охлаждения воздуха.

Большое влияние на температуру поршня оказывают регулировка и техническое состояние топливоподающей аппаратуры.

По данным НАМИ (рис. 37) изменение угла опережения подачи топлива $\theta_{оп}$ на 10° угла поворота коленчатого вала может привести к повышению температуры поршня на 40°C .

При рассмотрении графиков на рис. 36 обращает на себя внимание очень большая разница в температурах разных участков днища поршня, определяющая целесообразность армирования периферийной зоны поршня.

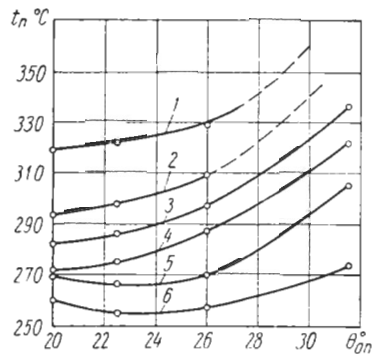


Рис. 37. Зависимость максимальной температуры поршня t_n дизеля ЯМЗ от угла опережения подачи топлива $\theta_{оп}$:

- 1 — $n = 2100$ об/мин (~ 220 рад/сек);
- 2 — $n = 1850$ об/мин (~ 190 рад/сек);
- 3 — $n = 1600$ об/мин (~ 166 рад/сек);
- 4 — $n = 1400$ об/мин (145 рад/сек);
- 5 — $n = 1200$ об/мин (125 рад/сек);
- 6 — $n = 1000$ об/мин (100 рад/сек).

Таким образом, одной из основных задач конструирования двигателей с наддувом является обеспечение соответствующего сочетания температуры и жаропрочности деталей, что пока достигается различными относительно недорогими конструктивными средствами.

18. ЗАВИСИМОСТЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ ОТ ПАРАМЕТРОВ НАДДУВА

При выбранном отношении $\bar{N}_n$ мощности двигателя с наддувом N_n к мощности базового двигателя без наддува N_0 необходимая плотность нагнетаемого в двигатель воздуха может быть рассчитана на основании следующего выражения:

$$\bar{N}_n = \frac{N_n}{N_0} = \frac{p_{en} n_n}{p_e n_0} = \frac{q_K \eta_i \alpha_0 \eta_V n_n^2 \eta_{мех n}}{q_0 \eta_{i0} \alpha_0 \eta_V n_0^2 \eta_{мех 0}}, \quad (6)$$

где величины с индексом n относятся к двигателю с наддувом, а с индексом 0 — к двигателю без наддува.

Почти во всех моделях автомобильных двигателей с наддувом число оборотов коленчатого вала n_n такое же, как и у базовых двигателей без наддува n_0 .

Коэффициент избытка воздуха α_n при наддуве может быть определен исходя из уравнения энергетического баланса рабочего тела в двигателе, которое для двигателя с наддувом на основании уравнения акад. Б. С. Стечкина может быть представлено в следующем виде [23]:

$$I_0 + L_K + \frac{H_u}{\alpha L_0 \varphi} \left\{ \left[1 - \eta_i \left(1 - \frac{p_{nx}}{p_i} \right) - \psi'_{mn} \right] - q_x \right\} = I_T c_1 = \bar{c}_p T_T c_1, \quad (7)$$

- где I_0 — энтальпия атмосферного воздуха;
 L_K — суммарная энергия, подводимая к воздуху в нагнетателе и воздушном тракте двигателя;
 H_u — низшая теплотворность топлива;
 φ — коэффициент продувки;
 $\frac{p_{nx}}{p_i}$ — доля энергии, подводимой к рабочему телу во время насосных ходов;
 ψ'_{mn} — доля энергии, отводимая от рабочего тела вследствие теплопередачи;
 q_x — доля тепла, отводимого от воздуха в холодильнике за нагнетателем;
 I_T — энтальпия выпускных газов;
 T_T — температура газов в тракте цилиндр—турбина;

$$c_1 = \frac{1}{\alpha L_0 \varphi} + 1.$$

Допустимое значение температуры T_T определяют исходя из жаропрочности деталей турбины, а также температурной стойкости выпускных клапанов и деталей поршневой группы двигателя.

Вследствие высоких требований, предъявляемых к компактности автомобильных двигателей, и кратковременности их работы при полной нагрузке для этих дизелей как без наддува, так и с наддувом допускаются более высокие значения T_T (до 1000 — 1050°K), чем для дизелей другого назначения.

Как следует из приведенных выше данных, для автомобильных двигателей с наддувом $\psi'_{mn} = 0,2 \div 0,26$.

Для типичных двигателей в наддувом $\eta_{in} = 0,98 \eta_{i0}$, а коэффициент продувки близок к нулю.

При таком сочетании величин уравнения (7) значение α_n обычно на 5 — 7% больше, чем α_0 .

Определив величину α_n и пользуясь приведенными значениями отношения η_{en} и η_{e0} для двигателей с наддувом, получим $\eta_{en} \approx 1,02 \eta_{e0}$.

Используя уравнение (6), можно рассчитать величину q_K и затем определить степень повышения давления в нагнетателе ϵ_K , необходимую для обеспечения такой плотности воздуха [18].

На рис. 38 приведены опытные данные, характеризующие зависимость $\bar{N}_n = \frac{N_n}{N_0} = f(\epsilon_K)$ для ряда серийных автомобильных двигателей с наддувом (кривая 1). Для данной зависимости характерно уменьшение темпа прироста N_n по мере увеличения степени повышения давления ϵ_K .

В автомобильных двигателях с наддувом значение к. п. д. нагнетателя на номинальном режиме мало зависит от степени повышения давления ϵ_K , поэтому такое протекание зависимости

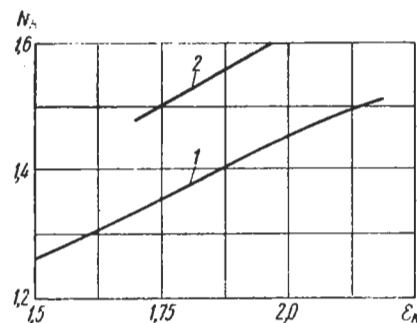


Рис. 38. Зависимость отношения $\bar{N}_n$ мощности двигателя наддува к мощности базового двигателя от степени повышения давления ϵ_K

$\epsilon_K = f(\bar{N})$ обусловлено увеличением темпа роста температуры изоэнтальпического сжатия по мере увеличения степени повышения давления ϵ_K .

Таким образом, давление цикла в двигателях с наддувом увеличивается более резко, чем повышается эффективное давление p_e и мощность N_e . Этот недостаток частично может быть устранен путем охлаждения воздуха за нагнетателем (кривая 2). Применение такого охлаждения, как это следует из уравнения (7) и данного графика, позволяет

резко снизить степень повышения давления в нагнетателе при заданном отношении $\bar{N}_n$ по сравнению с двигателями без охлаждения воздуха.

В некоторых автомобильных дизелях с наддувом, например двигателях Мидаус, при среднем наддуве, характеризуемом величиной $\bar{N}_n = 1,4$, степень повышения давления ϵ_K составляет больше двух.

Из формулы (6) видно, что это возможно в результате увеличения коэффициента избытка воздуха по сравнению с обычными его значениями. Повышение коэффициента α вызывает уменьшение температуры T_T , как это видно из уравнения (7).

Подобное сочетание параметров рабочего процесса благоприятно влияет на температурную напряженность деталей двигателя, но приводит к повышению их механической напряженности, о чем было сказано выше.

19. ВЛИЯНИЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА ПОСЛЕ НАГНЕТАТЕЛЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ

Используя уравнения (2) и (7), можно оценить влияние охлаждения воздуха за нагнетателем на показатели двигателя

при заданной по условиям температурной напряженности деталей температуре T_T . Из уравнения (7) следует, что при неизменном значении L_K введение охлаждения воздуха позволило бы снизить

коэффициент избытка воздуха. По данным НАМИ, значение коэффициента η_{V_n} относительно мало зависит от величины понижения температуры воздуха в холодильнике.

Таким образом, в результате охлаждения воздуха на ΔT_x °C при неизменной степени повышения давления ϵ_K массовый заряд цилиндров $G_{внх}$ увеличивается по сравнению с зарядом $G_{вн}$ двигателя без охлаждения воздуха в следующем отношении:

$$\frac{\bar{G}_{внх}}{G_{вн}} = \frac{G_{внх}}{G_{вн}} = \frac{T_K}{T_K - \Delta T_x} \left(\frac{p_K - \Delta p_x}{p_K} \right) = \frac{1}{1 - \Delta \bar{T}_x} (1 - \Delta \bar{p}_x), \quad (8)$$

где T_K — температура воздуха за нагнетателем;

p_K — давление воздуха за нагнетателем;

Δp_x — перепад давлений в холодильнике;

$$\Delta \bar{p}_x = \frac{\Delta p_x}{p_K}; \quad \Delta \bar{T}_x = \frac{\Delta T_x}{T_K}.$$

Параметры с индексом n относятся к двигателям с наддувом, а с индексом $нх$ — к двигателям с наддувом и с охлаждением воздуха.

Для холодильников, применяемых в системах наддува автомобильных двигателей, $\Delta \bar{p}_x < 0,05$.

Как видно из графиков на рис. 6 и 11, эффективный к. п. д. автомобильных двигателей с наддувом типа ЯМЗ при охлаждении воздуха на 2—4% выше такого же коэффициента у двигателя без охлаждения воздуха. Это, очевидно, объясняется некоторым снижением относительных механических потерь и уменьшением отвода тепла от рабочего тела в результате охлаждения воздуха.

С учетом противоположного влияния величин Δp_x и $\eta_{енх}$ на индикаторное давление $p_{ин}$ отношение его максимального значения $p_{инх}$ при охлаждении воздуха к максимальному индикаторному давлению $p_{ин}$ двигателя без холодильника может быть определено по следующему выражению:

$$\frac{p_{инх}}{p_{ин}} = \left(\frac{\alpha_n}{\alpha_{нх}} \right) \frac{1}{1 - \Delta \bar{T}_x} = 1 + m \Delta \bar{T}_x,$$

где α_n и $\alpha_{нх}$ — коэффициенты избытка воздуха в двигателях с наддувом без холодильника и с холодильником;

m — коэффициент, который для автомобильных двигателей, по опытным данным, равняется 1,5—2.

Изменение коэффициента избытка воздуха значительно влияет на показатели дизелей только в области значений коэффициента α , близких к величине, соответствующей пределу дымления. Поэтому ощутимый эффект от охлаждения воздуха достигается лишь в области высоких значений индикаторного давления. По данным НАМИ, охлаждение воздуха на величину $\Delta T_x = 0,15$ при $\epsilon_K = 1,7$ позволяет повысить эффективное давление на 15%. Выше было

отмечено, что для $\epsilon_K = 1,5$ увеличение эффективного давления вследствие охлаждения воздуха составляет 10%. В результате уменьшения температуры T_K по мере снижения числа оборотов двигателя при охлаждении воздуха, нагнетаемого в цилиндры, затрудняется обеспечение необходимого протекания скоростной характеристики автомобильных двигателей с нерегулируемым турбонаддувом.

При использовании систем регулируемого турбонаддува относительный прирост среднего эффективного давления в результате охлаждения воздуха в зависимости от числа оборотов коленчатого вала становится более стабильным. Поэтому применение охлаждения воздуха особенно перспективно в сочетании с системами регулируемого наддува при высокой степени повышения давления ϵ_K .

* *

Приведенные выше данные показывают, что протекание процесса наполнения в автомобильных двигателях с наддувом улучшается по сравнению с двигателями без наддува.

Процесс сгорания приходится организовывать так, чтобы нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма были умеренными.

В автомобильных двигателях с наддувом наибольшей напряженностью отличаются подшипники коленчатого вала, удельные нагрузки на которые в значительной мере зависят от давления сгорания и в меньшей степени от индикаторного давления и числа оборотов.

Для ограничения напряженности подшипников и коленчатых валов уменьшают максимальное давление цикла. При этом вследствие снижения степени повышения давления в цилиндре λ и увеличения степени предварительного расширения ρ несколько уменьшается индикаторный к. п. д. двигателя по сравнению с базовым двигателем без наддува. Уменьшение индикаторного к. п. д. тем значительнее, чем выше степень повышения давления в нагнетателе.

Этими обстоятельствами, а также тепловой напряженностью деталей лимитируется увеличение мощности в результате наддува, которое при $\epsilon_K < 2,2$ превышает 65%. Несмотря на это, повышение механического к. п. д. вследствие турбонаддува позволяет существенно повысить эффективный к. п. д.

В быстроходных автомобильных двигателях с турбонаддувом необходима тщательная отработка системы выпуска двигателя для уменьшения работы выталкивания.

Соотношение составляющих энергетического баланса в двигателе с наддувом мало изменяется по сравнению с базовыми двигателями без наддува.

Применение наддува приводит к увеличению тепловой напряженности поршней и в меньшей мере выпускных клапанов четырехтактных автомобильных двигателей.

В пределах форсирования обычных автомобильных двигателей наддувом не обязательно применять масляное охлаждение поршней.

Увеличение среднего эффективного давления замедляется по мере роста степени повышения давления в нагнетателе. Для предотвращения этого применяют охлаждение воздуха за нагнетателем, что позволяет также уменьшить напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма.

Глава III

ЦЕНТРОБЕЖНЫЙ НАГНЕТАТЕЛЬ

20. УСТРОЙСТВО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Для турбонаддува автомобильных двигателей обычно применяют центробежные нагнетатели с полужакрытыми колесами осерадиального типа с радиально оканчивающимися лопатками. Конструкция, размеры и профилирование проточной части отдельных элементов таких нагнетателей имеют ряд особенностей, обусловленных их использованием на автомобильных двигателях. К особенностям в первую очередь следует отнести малые размеры рабочих колес, диаметр которых находится в пределах 60—140 мм. Это объясняется как относительно небольшими расходами воздуха автомобильных двигателей (на номинальных режимах, не превышающих 0,5 кг/сек), так и стремлением иметь высокое число оборотов ротора турбокомпрессора с целью повышения приемистости двигателя с турбонаддувом. Кроме того, нагнетатель турбокомпрессора работает в широком диапазоне расходов воздуха, определяемом условиями совместной работы с двигателем. Отношение минимального расхода воздуха через нагнетатель к максимальному расходу доходит до 0,3—0,4, и во всем этом диапазоне нагнетатель должен иметь достаточно высокий к. п. д.

Помимо этого, существует определенная зависимость между методами профилирования колес нагнетателей и методами их изготовления в условиях массового производства, каким является производство автомобильных двигателей.

Центробежный нагнетатель (рис. 39) состоит из следующих основных частей: входного патрубка 1, рабочего колеса 2, лопаточного или безлопаточного диффузора 3 и воздухохраника 4 или спиральной камеры (улитки). Воздух поступает во входной патрубок нагнетателя из одного или двух воздухоочистителей, установленных в подкапотном пространстве или снаружи автомобиля. Соединительные трубопроводы по условиям компоновки могут иметь значительную протяженность при одновременном резком изменении направления движения потока. При работе двигателя на номинальном режиме скорости воздуха во входном сечении колеса достигают 80—100 м/сек, поэтому все соединительные

трубопроводы делают с достаточно большими проходными сечениями, чтобы максимальные скорости не превышали 50 м/сек (во избежание чрезмерно больших гидравлических потерь).

В связи с этим входной патрубок имеет коническую форму, благоприятную в отношении формирования потока на входе в колесо (с учетом искажений потока в трубопроводах). Обычно длина входного патрубка $l_{вх} = (1 \div 1,5) d_{1в}$ (где $d_{1в}$ — диаметр рабочего колеса на входе), а его диаметр $d_{вх} = (1,4 \div 1,6) d_{1в}$. В таких патрубках потери невелики (по сравнению с другими потерями в нагнетателе), и при расчетах их можно не принимать во внимание,

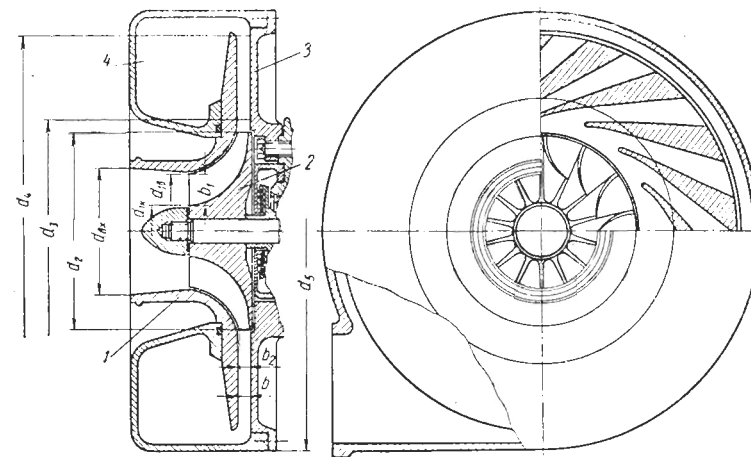


Рис. 39. Центробежный нагнетатель

Рабочее колесо сообщает воздуху кинетическую и потенциальную энергию, воздействуя на него посредством рабочих лопаток. Кинетическая энергия воздуха на выходе из рабочего колеса составляет примерно половину всей сообщенной воздуху энергии; поэтому за рабочим колесом располагают диффузор, в котором происходит частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную. Потери в диффузоре составляют значительную долю от общих потерь в нагнетателе, вследствие чего его к. п. д. в большой мере зависит от степени совершенства диффузора.

Из диффузора воздух поступает в воздухохраник (или спиральную камеру), подающий воздух во впускные трубопроводы двигателя. В зависимости от условий компоновки турбокомпрессора на двигателе, а также от числа устанавливаемых турбокомпрессоров воздухохраник нагнетателя имеет один выходной патрубок или два.

Основные геометрические размеры, характеризующие проточную часть нагнетателя, приведены на фиг. 39: d_2 — наружный диаметр рабочего колеса; $d_{1в}$ — диаметр рабочего колеса на входе;

d_{1k} — диаметр втулки колеса; d_3 — внутренний диаметр лопаточного диффузора; d_4 — наружный диаметр лопаточного или безлопаточного диффузора; d_5 — наибольший диаметр воздухоборника (улитки) нагнетателя; b_1 и b_2 — высота лопатки соответственно на входе в колесо нагнетателя и на выходе из него; $\bar{b}_1 = \frac{b_1}{d_2}$, $\bar{b}_2 = \frac{b_2}{d_2}$ — относительные высоты лопатки; δ_1 и δ_2 — радиальный и осевой зазоры; $\bar{\delta}_1 = \frac{\delta_1}{b_1}$ и $\bar{\delta}_2 = \frac{\delta_2}{b_2}$ — относительные зазоры; b — ширина диффузора; $\bar{b} = \frac{b}{d_2}$ — относительная ширина диффузора.

Все размеры (кроме зазоров) обычно выражают в долях диаметра рабочего колеса d_2 , отмечая соответствующие безразмерные величины чертой сверху. Например,

$$\bar{d}_{1\theta} = \frac{d_{1\theta}}{d_2}; \quad \bar{b}_1 = \frac{b_1}{d_2}; \quad \bar{b}_2 = \frac{b_2}{d_2} \text{ и т. д.}$$

Углы имеют следующие обозначения: β_{1a} — угол лопатки на входе в колесо (переменный вдоль входной кромки лопатки); β_{2a} — угол лопатки на выходе из колеса; i_p — угол атаки; $i_p = \beta_{1a} - \beta_1$; β_1 — входной угол потока.

21. РАБОЧЕЕ КОЛЕСО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Типичное рабочее колесо нагнетателя показано на рис. 40. Рабочие лопатки, диск и ступица отлиты как одно целое. Рабочее колесо отливается из алюминиевых сплавов в металлические формы методом литья под давлением. Входные кромки лопаток изогнуты в сторону вращения колеса. Форма лопаток делается такой, чтобы обеспечивались плавный поворот потока и плавное уменьшение относительной скорости. Выходные кромки рабочих лопаток обычно имеют радиальное направление; выходной угол лопаток $\beta_{2a} = 90^\circ$.

Рабочие колеса с радиально оканчивающимися лопатками имеют наибольшее распространение, так как они обладают значительными преимуществами по сравнению с рабочими колесами других типов. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Если в обычном рабочем колесе нагнетателя ($\beta_{2a} = 90^\circ$) рассечь лопатки плоскостью, перпендикулярной к оси вращения, то в сечении получится трапеция, ось которой проходит через ось вращения (рис. 40). В этом случае центробежные силы, действующие на лопатки, будут вызывать только растяжение; изгибные напряжения не возникают. Так как изгибные напряжения, вызываемые аэродинамическими силами, незначительны, то практически можно считать, что изгибные напряжения в лопатках отсутствуют.

Вследствие отсутствия изгибных напряжений можно увеличивать окружные скорости или иметь меньшие напряжения при тех же значениях окружных скоростей.

Другим важным преимуществом рабочих колес с углом $\beta_{2a} = 90^\circ$ по сравнению с колесами, лопатки которых загнуты назад, является меньшая необходимая окружная скорость (при заданном напоре).

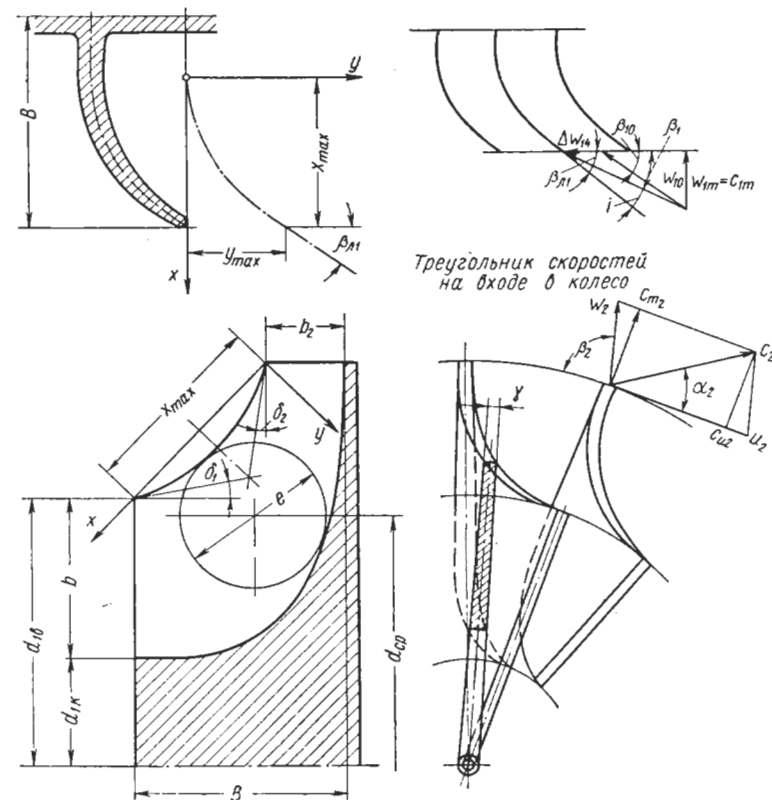


Рис. 40. Рабочее колесо нагнетателя

Эффективность нагнетателя зависит не только от типа рабочего колеса или диффузора. В значительной степени к. п. д. нагнетателя зависит и от соотношений геометрических размеров элементов нагнетателя, причем далеко не все размеры, обеспечивающие высокий к. п. д., можно найти расчетным путем.

На рис. 40 изображены треугольники скоростей рабочего колеса. Абсолютные скорости обозначаются буквой c , относительные — w , окружные — u . Индекс 1 соответствует скоростям перед входными кромками лопаток, индекс 2 — за входными кром-

ками. Окружные составляющие скоростей имеют индекс u , радиальные — r и осевые — a . Сумма радиальной и осевой составляющих скоростей

$$\vec{w}_m = \vec{w}_r + \vec{w}_a$$

называется меридиональной составляющей скорости или сокращенно меридиональной скоростью (очевидно, что $c_m = w_m$).

Угол между относительной и отрицательной окружными скоростями обозначается β , а угол между абсолютной и окружной скоростями α .

Средние меридиональные составляющие скорости

Выбор средних меридиональных проекций скорости c_m определяет проходные сечения рабочего колеса и входной угол лопаток β_{1a} и поэтому существенно влияет на к. п. д. нагнетателя.

От скорости c_{1m} на входе в рабочее колесо зависит диаметр рабочего колеса d_{1a} . Согласно уравнению неразрывности расход воздуха через нагнетатель

$$G = \rho_1 c_{1m} \frac{\pi}{4} (d_{1a}^2 - d_{1k}^2) \tau_1, \quad (9)$$

где ρ_1 — плотность воздуха;

τ_1 — коэффициент расхода, характеризующий степень заполнения сечения активным потоком.

Здесь и далее индексы 1 и 2 относятся соответственно к сечениям на входе в рабочее колесо и на выходе из него.

Необходимо подчеркнуть, что контрольные сечения 1 и 2 выбирают вне пределов рабочего колеса, вблизи входных кромок и за выходными кромками рабочих лопаток. Если входной патрубок выполнен в соответствии с приведенными рекомендациями, то можно принимать $\tau_1 \approx 1$.

Отношение диаметров $v = \frac{d_k}{d_a}$ назначается из конструктивных соображений. Обычно $v = 0,4 \div 0,5$.

Из уравнения (16) можно определить

$$d_{1a} = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho_1 c_{1m} (1 - v^2) \tau_1}}. \quad (10)$$

Очевидно, что выбор скорости c_{1m} определяет также и высоту лопаток на входе:

$$b_1 = \frac{d_{1a} - d_{1k}}{2} = \frac{d_{1a}}{2} (1 - v). \quad (11)$$

Кроме того, от скорости c_{1m} зависит угол входа потока β_1 и, следовательно, угол поворота потока в рабочем колесе. Согласно треугольникам скоростей (рис. 40)

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1u}},$$

причем в области расчетных режимов $c_{1u} \approx 0$. С увеличением скорости c_{1m} возрастают угол β_1 и относительная скорость w_1 и уменьшается высота лопаток b_1 .

По опытным данным НАМИ, увеличение угла β_1 благоприятно влияет на протекание характеристик нагнетателя, так как при этом уменьшается угол поворота потока в рабочем колесе. Однако одновременно с увеличением угла β_1 возрастает относительная скорость w_1 .

Кроме того, с возрастанием меридиональной скорости c_m уменьшается ширина рабочих лопаток и диффузора. Следовательно, увеличение скорости c_m приводит к уменьшению потерь, связанных с поворотом потока, и одновременно к возрастанию других потерь.

Сложный характер влияния скорости c_m на потери не позволяет аналитически определить ее оптимальные значения.

Ответ на вопрос об оптимальной величине скорости c_m для нагнетателей рассматриваемого типа дают исследования, проведенные в НАМИ. Для этой цели были испытаны четыре нагнетателя, отличающихся только входным углом рабочих лопаток β_{1a} . Результаты этих испытаний изображены на рис. 41. По оси абсцисс отложены средние углы $\beta_{1a, \text{ср}}$, а по оси ординат — оптимальные углы атаки: угол i_p , соответствующий максимальному к. п. д. рабочего колеса, и угол i_k , соответствующий максимальному к. п. д. нагнетателя в целом.

Обычно $i_k > i_p$, так как потери во входном патрубке и воздухоприемнике возрастают с увеличением расхода газа, т. е. с уменьшением угла атаки.

Кроме того, на рис. 41 приведены максимальные к. п. д. рабочего колеса $\eta_{a, p}^*$ и нагнетателя $\eta_{a, k}^*$, подсчитанные по параметрам торможения.

Согласно рис. 41 угол β_{1cp} целесообразно выбирать в пределах $27-35^\circ$.

По углу β_{1cp} находят и меридиональную скорость c_{1m} , так как

$$\frac{c_{1m}}{u_{1cp}} \approx \operatorname{tg} \beta_{1cp}.$$

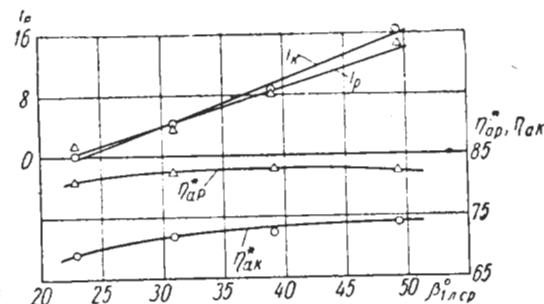


Рис. 41. Влияние угла $\beta_{1a, \text{ср}}$ на максимальный к. п. д. нагнетателя и оптимальные углы атаки i_p и i_k

Рекомендуемым значениям угла β_{1cp} соответствуют отношения

$$\frac{c_{1m}}{u_{1cp}} = 0,5 \div 0,7. \quad (12)$$

Опыты проводились на нагнетателях с безлопаточными диффузорами, поэтому и приведенные рекомендации по выбору углов β_{1cp} и скорости c_{1m} справедливы только для нагнетателей с безлопаточными диффузорами.

Меридиональная скорость за рабочим колесом c_{2m} может несколько отличаться от скорости c_{1m} . Обычно

$$\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 1,1 \div 0,8. \quad (13)$$

От величины скорости c_{2m} зависит высота лопатки b_2 . Согласно уравнению неразрывности, записанному для сечения за рабочим колесом,

$$G = \rho_2 c_{2m} \pi d_2 b_2 \tau_2$$

или

$$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{d_2} = \frac{G}{\pi \rho_2 c_{2m} d_2^2 \tau_2} \quad (14)$$

$$(\tau_2 = 0,96 \div 0,98).$$

Для существующих рабочих колес $\bar{b}_2 = 0,03 \div 0,08$. Меньше

значения $\bar{b}_2$ (соответствующие большим скоростям c_{2m}) крайне нежелательны, потому что высота лопаток b_2 оказывается при этом слишком малой, что приводит к увеличению доли дисковых и концевых¹ потерь (при неизменной скорости c_{2m}).

Представление о влиянии отношения $\bar{b}_2$ на к. п. д. нагнетателей с безлопаточным диффузором дает зависимость (рис. 42), построенная по опытам НАМИ. Как видно, максимальный к. п. д. нагнетателя достигается при отношении $\bar{b}_2 = 0,045 \div 0,065$. Снижение к. п. д. при большом отношении $\bar{b}_2$ объясняется усиливающимся искажением поля скоростей в межлопаточных каналах при большой ширине лопаток (течение в таких каналах носит резко пространственный характер в отличие от рабочих колес с узкими каналами).

Основываясь на опытных данных НАМИ, можно рекомендовать

$$\bar{b}_2 = 0,04 \div 0,07. \quad (15)$$

¹ Под концевыми потерями подразумеваются потери в зазоре между рабочими лопатками и корпусом и другие вторичные потери, вызванные конечной высотой лопаток.

Отметим, что результаты опытов, приведенные на рис. 42, хорошо согласуются с данными В. Ф. Риса [19] для ступеней компрессоров стационарного типа (с загнутыми назад рабочими лопатками).

Выбор скоростей c_{1m} и c_{2m} не может быть независимым, так как от их отношения зависит и отношение относительных скоростей $\frac{\omega_2}{\omega_1}$, оказывающее заметное влияние на к. п. д. рабочего колеса. Опыт показывает, что достаточно высокий к. п. д. нагнетателя достигается при выполнении условия

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} > 0,35 \div 0,4.$$

Есть еще одно важное обстоятельство, влияющее на выбор меридиональной скорости. При вращении рабочего колеса в межлопаточных каналах возникает перекося поля скоростей даже в случае плоских радиальных лопаток (рис. 43). Если бы колесо с радиальными лопатками было неподвижно, то скорость по окружности произвольного радиуса r была бы постоянна, как это показано на рис. 43 в канале a . При вращении рабочего колеса появляется перекося скоростей, вызванный действием кориолисовых сил (канал b). Можно доказать [31], что закон изменения скоростей вдоль окружностей s в средней части канала выражается приближенной формулой

$$\omega \approx \omega_{cp} + 2\omega s, \quad (16)$$

где ω_{cp} — относительная скорость в середине канала (при $s = 0$);

ω — угловая скорость вращения;

s — расстояние, отсчитываемое по окружности от оси канала в сторону вращения.

В рассматриваемом случае меридиональные обводы колеса представляют собой параллельные прямые (нормальные к оси вращения), поэтому $\omega = \omega_r = \omega_m$.

Если средняя скорость $\omega_{cp} = \omega_{mcp}$ выбрана слишком малой, то, согласно формуле (16), скорость ω на правой границе канала может оказаться отрицательной, что, разумеется, нецелесообразно, так как приводит к значительному увеличению потерь вследствие отрыва пограничного слоя. Следовательно, скорость ω_{cp} необходимо выбирать достаточно большой, чтобы не было обратных течений воздуха в рабочем колесе.

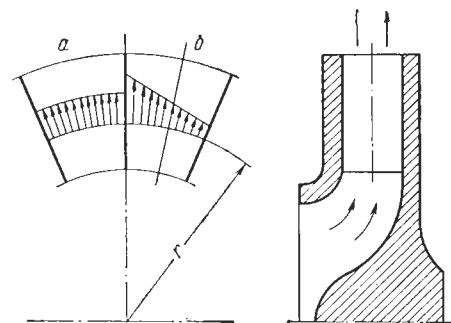


Рис. 43. Течение воздуха в рабочем колесе с радиальными лопатками:

a — в неподвижном рабочем колесе; b — во вращающемся рабочем колесе

Грубая количественная оценка минимальной скорости ω_{cp} для рабочих колес с углом $\beta_{2,1} = 90^\circ$ может быть произведена с помощью формулы (16), если ее применить к сечению на среднем диаметре $d_{cp} = \frac{1}{2}(d_{1cp} + d_2)$ при условии, что скорость ω положительна при $s_{cp} = \frac{t_{cp}}{2}$:

$$\frac{\omega_{mcp}}{u_{cp}} > \frac{2\pi}{z_p}$$

или

$$\frac{\omega_{2m}}{u_2} > \frac{2\pi}{z_p} \left(\frac{d_{cp}}{d_2} \right)^2. \quad (17)$$

Напомним, что $\omega_{2m}d_2 \approx \omega_{mcp}d_{cp}$. Если, например, $z_p = 14$ и $\frac{d_{cp}}{d_2} = 0,75$, то $\frac{\omega_{2m}}{u_2} \geq 0,25$. Учитывая изложенные выше обстоятельства, меридиональную проекцию скорости выбирают в следующих пределах:

$$\bar{\omega}_{2m} = \bar{c}_{2m} = \frac{c_{2m}}{u_2} = 0,24 \div 0,4.$$

Меньшие значения принимают в случае необходимости увеличить отношение $\bar{b}_2$, большие — при нормальных отношениях $\bar{b}_2$. Опыты показывают, что заметное влияние на к. п. д. нагнетателя оказывает не только величина скоростей c_{1m} и c_{2m} , но и закон изменения меридиональной скорости вдоль рабочего колеса. Согласно опытам НАМИ, а также некоторым опытам по исследованию насосов [36] при равенстве скоростей $\omega_{1m} = \omega_{2m}$ целесообразно, чтобы вначале скорость вдоль канала уменьшалась (примерно на 10%), а затем снова увеличивалась.

Выбор числа рабочих лопаток

От числа рабочих лопаток зависят напор и к. п. д. нагнетателя.

Как известно, с увеличением числа рабочих лопаток возрастает коэффициент $\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$ и, следовательно, напор (при заданной окружной скорости).

Существует большое количество полуэмпирических и эмпирических формул, позволяющих определить коэффициент μ_2 в зависимости от формы рабочих лопаток и отношения диаметров $\frac{d_{1cp}}{d_2}$. Однако, как правило, опытные коэффициенты в этих формулах выбраны в соответствии с экспериментальными данными для рабочих колес определенного типа. Поэтому по разным формулам могут получаться различные результаты.

По опытам НАМИ, величина коэффициента μ_2 в области расчетных режимов зависит главным образом от числа рабочих лопаток. Ни форма меридиональных обводов рабочих колес, ни отношение диаметров $\frac{d_{cp}}{d_2}$, ни ширина лопаток b_2 не оказывают заметного влияния на величину коэффициента μ_2 . Поэтому график зависимости μ_2 от числа z рабочих лопаток (рис. 44) можно рассматривать как универсальный, справедливый для нагнетателей рассматриваемого типа, независимо от соотношений его геометрических размеров.

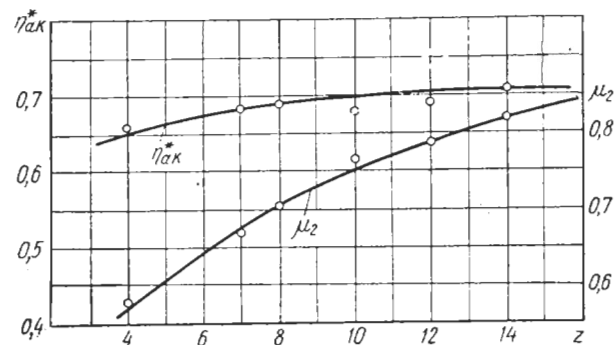


Рис. 44. Зависимость коэффициента μ_2 и максимального к. п. д. $\eta_{ак}$ нагнетателя от числа рабочих лопаток z_p

Значения коэффициента μ_2 , приведенные на рис. 44, соответствуют большим коэффициентам подачи ($\varphi = \frac{c_{1m}}{u_2} > 0,3$). С уменьшением коэффициента подачи (т. е. с уменьшением расхода воздуха) при неизменном числе оборотов коэффициент μ_2 несколько возрастает, причем это возрастание тем заметнее, чем меньше число рабочих лопаток. Представление о влиянии коэффициента подачи φ на величину μ_2 дает зависимость (рис. 45), построенная по опытам НАМИ. Близкие данные получаются и чисто расчетным путем.

Увеличение числа рабочих лопаток до известного предела приводит к повышению к. п. д. нагнетателя вследствие благоприятного влияния на распределение скоростей в межлопаточных каналах. При очень большом числе лопаток потери в рабочем колесе возрастают вследствие увеличения потерь на трение. Представление о влиянии числа рабочих лопаток на к. п. д. нагнетателя дает рис. 44. Как видно, к. п. д. нагнетателя возрастает во всем исследованном диапазоне чисел лопаток (до $z_p = 14$). Можно ожидать, что максимальный к. п. д. достигается при числе рабочих лопаток $z_p = 16 \div 18$. Однако при малом диаметре рабочего колеса

(100—140 мм) изготовление колес с большим числом лопаток затруднено.

При выборе числа рабочих лопаток нагнетателей (и турбин) рекомендуется пользоваться эмпирической формулой Возика [31]

$$z_p = 10 + 30d_2, \quad (18)$$

в которой учтена необходимость уменьшения числа рабочих лопаток при уменьшении наружного диаметра рабочего колеса d_2 .

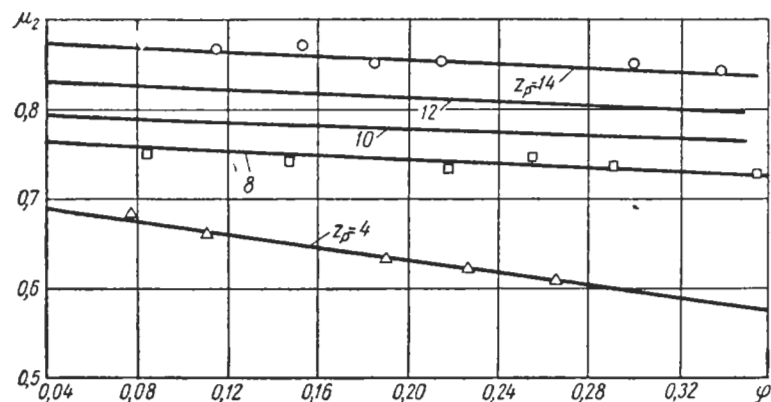


Рис. 45. Влияние коэффициента подачи φ на величину μ_2 при различных числах рабочих лопаток z_p

Построение меридиональных обводов рабочего колеса

Построение меридиональных обводов производится после определения основных размеров рабочего колеса. Однако определение размеров колес нагнетателя и радиальной турбины должно быть увязано, и поэтому методика расчета колеса рассматривается ниже. Предполагая основные размеры колеса известными, рассмотрим методику построения меридиональных обводов колеса. Выбор закона изменения средней меридиональной скорости вдоль рабочего колеса еще не определяет форму меридиональных обводов, так как заданный закон изменения c_m может быть обеспечен при любой форме одного из обводов. Задача построения меридиональных обводов рабочего колеса будет решена полностью, если, кроме закона скоростей c_m , выбрать форму одного из обводов или средней линии межлопаточного канала.

Целесообразность применения обводов той или иной формы контролируется расчетом поля осредненных (в окружном направлении) относительных скоростей, т. е. может быть установлена только после построения обводов и поверочного расчета [9].

Если при построении обводов выполнить ряд требований, то практически можно обеспечить целесообразный закон изменения относительных скоростей вдоль обводов сразу, без повторных построений. Ниже приведены основные требования, предъявляемые к форме обводов.

Закон изменения скоростей существенным образом зависит от кривизны меридиональных обводов, поэтому необходимо обеспечить плавное изменение их кривизны. Построение следует начинать с наружного обвода, так как его кривизна больше, а степень влияния кривизны на закон скоростей растет с ее увеличением.

Кривизна наружного обвода на входе и выходе должна быть близкой к нулю, так как кривизна неподвижных границ канала в этих местах равна нулю. К середине канала кривизна должна плавно увеличиваться. Увеличение кривизны в средней части обвода неизбежно, без этого нельзя осуществить поворот потока (в меридиональной плоскости). Однако надо стремиться к тому, что кривизна в середине канала была возможно малой.

Предъявляемым требованиям удовлетворяет форма наружного обвода, например, соответствующая уравнению

$$\bar{y} = \bar{x} (1 - 2\bar{x}^2 + \bar{x}^3) (1 - c \sin \pi \bar{x}) \operatorname{tg} \alpha, \quad (19)$$

где

$$\bar{y} = \frac{y}{y_{\max}}; \quad \bar{x} = \frac{x}{x_{\max}};$$

c — произвольная постоянная, изменяя которую, можно влиять на форму обвода; обычно $0 < c < 0,1$. Согласно рис. 40

$$2\alpha + \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

и

$$\alpha = 45 - \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}. \quad (20)$$

Обычно $\delta_1 = 0 \div 15^\circ$, $\delta_2 = 10 \div 15^\circ$.

При использовании формулы (19) необходимо ширину колеса B принять вполне определенных размеров:

$$B = b_2 + \frac{d_2 - d_{1a}}{2} \operatorname{ctg} (\alpha + \delta_1).$$

Кроме того,

$$x_{\max} = \frac{d_2 - d_{1a}}{2 \sin (\alpha + \delta_1)}.$$

Зная форму наружного обвода и приняв закон изменения меридиональных скоростей, нетрудно построить внутренний обвод меридионального сечения.

Профилирование рабочих лопаток

Построение профиля рабочих лопаток производят обычно в одном цилиндрическом сечении, например на диаметре d_{1a} . Форма лопаток в остальных сечениях определяется однозначно в зависимости от принятого профиля в одном сечении и наложения некоторых дополнительных условий, рассмотренных ниже.

Среднюю линию профилей рабочих лопаток целесообразно выполнять по дуге параболы

$$y = cx^m,$$

выбирая $m > 2$; чтобы кривизна средней линии при $x = 0$ равнялась нулю. Обычно $m = 2 \div 3$. При выборе степени m следует учитывать, что от ее величины зависит размер $y_{\max}$ (рис. 40):

$$\frac{y_{\max}}{x_{\max}} = \frac{\operatorname{ctg} \beta_{1a.с}}{m}.$$

Для литых колес размер $y_{\max}$ не должен превышать шаг t . Принимая $y_{\max} = t$ и учитывая, что $x_{\max} = B - B_0$, получим для определения m следующую формулу:

$$m = \frac{B - B_0}{t} \operatorname{ctg} \beta_{1a.с}. \quad (21)$$

Входной угол лопатки $\beta_{1a.с}$ определяется по углу $\beta_{1a.ср}$, причем

$$\beta_{1a.ср} = \beta_{1ср} + i_p.$$

Связь между углами β_{1a} вдоль входной кромки выражается формулой

$$\operatorname{tg} \beta_{1a} = \operatorname{tg} \beta_{1a.ср} \frac{d_{1ср}}{d_1}, \quad (22)$$

следующей из геометрических соотношений. Согласно формуле (22)

$$\operatorname{tg} \beta_{1a.с} = \operatorname{tg} \beta_{1a.ср} \frac{d_{1ср}}{d_{1a}}.$$

Данные по величине оптимального угла атаки приведены на рис. 41.

Изложенный способ построения средней линии лопаток целесообразно применять только для профилирования лопаток в каком-либо одном сечении (например, на диаметре d_{1a}). Форма средней линии в других сечениях зависит от принятого закона профилирования рабочих колес. Если, как это часто принято, лопатки профилируют таким образом, чтобы отсутствовали изгибные напряжения, то поверхность, проходящая через средние линии, образуется радиальными лучами и соответственно этому в любом

сечении (при произвольном диаметре d) координаты средней линии определяются по формулам:

$$x = x'; \quad y = y' \frac{d}{d'}; \quad \operatorname{ctg} \beta_a = \operatorname{ctg} \beta'_a \frac{d}{d'} \quad (23)$$

(штрихом отмечены координаты средней линии на выбранном диаметре d').

Толщину рабочих лопаток в выходном сечении (на диаметре d_2) выбирают в пределах 0,5—1 мм. В остальных сечениях толщину определяют в зависимости от принятого угла γ (см. рис. 40). Часто угол γ принимают постоянным (1—2°). Однако более целесообразно принимать $\gamma = 0$ на входной кромке, плавно увеличивая этот угол до 2—3° по мере удаления от входной кромки. В этом случае толщина входной кромки рабочих лопаток в корневом сечении оказывается малой (1—1,4 мм), а необходимая прочность достигается за счет увеличения толщины лопаток вблизи диска.

22. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ И К. П. Д. РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Чтобы правильно выбрать число оборотов и основные размеры рабочего колеса, необходимо знать природу гидравлических потерь в рабочем колесе и влияние геометрии колеса на величину потерь.

Потери трения

При протекании воздуха в межлопаточных каналах возникают гидравлические потери $\Delta L_{тр}$, вызванные силами трения. Величина потерь трения, как это следует из общих положений гидравлики, зависит от скорости воздуха, числа Рейнольдса и относительной шероховатости поверхности. Приближенно можно считать, что величина потерь трения пропорциональна квадрату относительной скорости. Однако следует иметь в виду, что потери в рабочем колесе в значительной степени зависят от формы меридиональных обводов и рабочих лопаток, которая влияет на распределение скоростей в межлопаточных каналах. При неблагоприятной форме каналов могут возникать участки с большой местной диффузорностью, т. е. резким уменьшением скоростей. Увеличение диффузорности приводит к возрастанию толщины пограничного слоя и, следовательно, потерь. При значительной диффузорности наступает отрыв потока, вызывающий резкое увеличение потерь.

Сложный пространственный характер течения не позволяет определять потери трения расчетным путем.

Очевидно, что одним из важных средств уменьшения потерь трения является выполнение меридиональных обводов и рабочих лопаток плавной формы без скачкообразного изменения кривизны границ и с плавным изменением проходных сечений. Целесообразность принятых форм обводов и лопаток в ответственных случаях должна контролироваться расчетом поля скоростей в колесе.

Поверхности лопаток и дисков должны быть достаточно чистыми и иметь малую относительную шероховатость. Практически этого можно достигнуть отливкой рабочих колес в металлическую форму без последующей механической обработки поверхностей лопаток.

Концевые потери

Кроме потерь трения, большое значение имеют концевые потери и утечки. Концевые потери возникают вследствие разности давлений по обе стороны лопатки. В средней части канала эта разность давлений компенсируется действием центробежных и кориолисовых сил, а вблизи стенок она вызывает перетекание воздуха от вогнутой стороны профиля к выпуклой стороне соседнего профиля. Эти перетекания воздуха и являются источником концевых потерь. Перетекание воздуха, а следовательно, и величина концевых потерь зависят от разности давлений между соседними профилями, а последняя определяется числом рабочих лопаток и углом поворота потока. Увеличение числа рабочих лопаток и уменьшение угла поворота потока (увеличение угла β_{1A}) вызывают уменьшение разности давлений по обе стороны лопаток и, как следствие, уменьшение концевых потерь.

Абсолютную величину концевых потерь можно считать не зависящей от высоты лопаток, так как эти потери концентрируются вблизи обводов (корневых и концевых сечений лопаток). Соответственно этому доля концевых потерь уменьшается с увеличением ширины лопаток b_1 и b_2 . Это обстоятельство является одной из причин, из-за которых отношения $\frac{b_2}{d_2}$ стремятся принять достаточно большими.

Утечки через зазор между рабочими лопатками и корпусом

Разность давлений по обе стороны лопатки вызывает перетекание воздуха через зазор δ между рабочими лопатками и корпусом. В зазоре возрастает скорость воздуха, а при выходе струи из зазора кинетическая энергия ее почти полностью теряется. Утечки обуславливаются теми же причинами, что и концевые потери; поэтому все мероприятия, вызывающие уменьшение концевых потерь, приводят также к уменьшению утечек.

Очевидно, что величина утечек зависит от зазора δ , а доля потерь от утечек определяется относительным зазором $\bar{\delta} = \frac{\delta}{b}$. В качестве характерной высоты лопатки целесообразно принимать высоту лопатки на входе, потому что величина утечек зависит главным образом от величины радиального зазора вблизи входных кромок. Следует отметить, что опыты не позволяют обнаружить заметного влияния величины зазора δ на потребляемую ступенью энергию.

Потери на «удар»

Если направление потока на входе в рабочее колесо значительно отличается от направления входной кромки, то возникают добавочные потери, которые будем называть потерями на «удар». Предполагая, что происходит «удар» воздуха о входную кромку, вследствие чего поток поворачивается и далее движется вдоль лопаток, оценку потерь на «удар» можно производить по формуле Карно, согласно которой потеря напора при внезапном повороте равна кинетической энергии «постоянной» скорости (см. рис. 40):

$$\Delta L_{y\delta} = \frac{(w_{1u} - w_{1u0})^2}{2} = \frac{\Delta w_u^2}{2}, \quad (24)$$

где w_{1u} — окружная составляющая скорости (до «удара»);

w_{1u0} — окружная составляющая скорости после поворота потока вследствие удара.

Однако при использовании формулы Карно следует иметь в виду, что режим «безударного» входа (при котором потери на «удар» отсутствуют) соответствует углу входа потока $\beta_{10} > \beta_{1A}$, что вызывается искривлением линий тока вблизи профиля. Учитывая, что

$$w_{1u} = u_1, \quad w_{1u0} = u_1 \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_{10}},$$

получим

$$\Delta L_{y\delta} = \frac{u_1^2}{2} \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_{10}} \right)^2. \quad (25)$$

Разность углов $i_0 = \beta_{1A} - \beta_{10}$ достигает нескольких градусов (ориентировочно $-3 \div -5^\circ$).

Следует отметить, что выделение потерь на «удар» несколько искусственно, так как после «удара» искажается поле скоростей на всем протяжении межлопаточного канала, что влияет и на потери, вызванные трением.

Дисковые потери

При вращении рабочего колеса возникают добавочные потери, вызванные трением наружной поверхности диска о воздух. Мощность, расходуемая на преодоление дисковых потерь, определяется из следующих соображений. Сила трения кольцевой площадки радиусом r и толщиной dr пропорциональна поверхности площадки и кинетической энергии воздуха:

$$dF_\delta = k 2\pi r dr \varrho \frac{u^2}{2},$$

где k — постоянная, определяемая опытным путем.

Скорость движения воздуха относительно диска может быть принята пропорциональной окружной скорости, так как радиальная составляющая скорости значительно меньше окружной.

Силе dF_∂ соответствует элементарная мощность

$$dN_\partial = u dF_\partial = k2\pi r dr q \frac{u^3}{2}.$$

Суммарная мощность определяется интегрированием:

$$\Delta N_\partial = \int_0^{r_2} dN_\partial = \beta q_{cp} u_2^3 d_2^2. \quad (26)$$

Средняя плотность q_{cp} , мало отличается от плотности воздуха на диаметре d_2 , поэтому практически можно принимать $q_{cp} \approx q_2$.

Коэффициент β , как и всякий коэффициент, зависящий от сил трения, определяется числом Рейнольдса и относительной шероховатостью поверхности диска; для дисков диаметром $d_2 = 80 \div 150$ мм можно принимать $\beta = (3,5 \div 5) \cdot 10^{-4}$.

Мощность дискового трения от расхода воздуха не зависит, следовательно, доля дисковых потерь обратно пропорциональна расходу воздуха. Обычно вводят в расчет не мощность дискового трения ΔN_∂ , а работу ΔL_∂ , отнесенную к 1 кг воздуха:

$$\Delta L_\partial = \frac{\Delta N_\partial}{G} = \frac{\beta q_{cp} u_2^3 d_2^2}{\pi q_2 d_2 b_2 c_{2m} v_2}$$

или

$$\Delta L_\partial = \alpha_\partial u_2^2, \quad (27)$$

где

$$\alpha_\partial = \frac{\beta}{\pi b_2 c_{2m} v_2}. \quad (28)$$

Как следует из формулы (28), коэффициент α_∂ , характеризующий работу дискового трения, зависит от произведения $b_2 c_{2m}$, уменьшаясь с увеличением этого произведения.

Обратные течения воздуха в рабочем колесе

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что при малой производительности или, точнее, при малых значениях коэффициента подачи ϕ наблюдается обратное течение воздуха через рабочее колесо во входной патрубок. Это явление не изучено в достаточной степени вследствие сложной картины течения, имеющей резко выраженный пространственный характер. Очевидно только, что обратное течение связано с дополнительной затратой энергии, которая, по опытам НАМИ, может составлять значительную долю от всей энергии, сообщенной воздуху рабочим колесом.

Представление о величине дополнительной затраты энергии, связанной с обратным течением воздуха в рабочем колесе, дает зависимость (рис. 46), построенная по данным опытов НАМИ. По оси абсцисс отложен коэффициент подачи ϕ , а по оси ординат — коэффициент

$$\alpha_n = \frac{\Delta L_n}{u_2^2},$$

где ΔL_n — дополнительно затраченная работа из-за наличия обратного течения воздуха.

Согласно рис. 46 коэффициент α_n в значительной степени зависит от коэффициента подачи, возрастаая с его уменьшением.

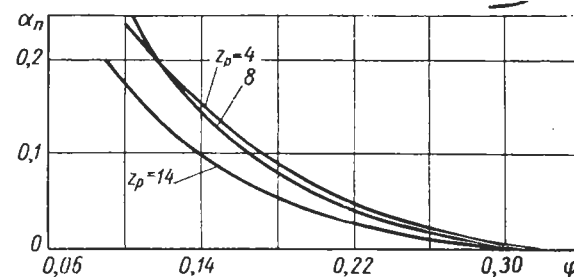


Рис. 46. Зависимость коэффициента α_n от коэффициента подачи ϕ

При коэффициенте подачи $\phi = 0,08$ $\alpha_n = 0,22$ для числа рабочих лопаток $z_p = 14$ и $\alpha_n = 0,29$ для $z_p = 10$. Если коэффициент подачи $\phi > 0,3$, то обратное течение практически отсутствует и $\alpha_n \approx 0$.

К. п. д. рабочего колеса

Под к. п. д. рабочего колеса обычно подразумевают отношение изэнтропической работы сжатия $L_{a.p}^*$ (с учетом изменения кинетической энергии) к полной работе L , передаваемой с вала рабочему колесу:

$$\eta_{a.p}^* = \frac{L_{a.p}^*}{L}. \quad (29)$$

Звездочкой здесь и далее отмечены величины, подсчитанные с учетом изменения кинетической энергии, т. е. по параметрам торможения:

$$L_{a.p}^* = c_p T_0 \left(\varepsilon_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

или

$$L_{a.p}^* = c_p T_0^* \left(\varepsilon_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R T_0^* \left(\varepsilon_p^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении;
 $c_p \approx 1,004 \text{ кДж/(кг·град)}$;
 T_0 — начальная температура воздуха в °К;
 ϵ_p — отношение давлений в рабочем колесе;
 k — показатель изэнтропы; $k = 1,4$;
 c_1 и c_2 — скорости соответственно перед рабочим колесом и за ним;
 R — газовая постоянная; $R = 9,81 \text{ Дж/(кг·град)}$.
 Напомним, что параметры торможения находятся по формулам:

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p}; \quad p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Полная работа L складывается из работы L_T , сообщенной воздуху, работы дискового трения ΔL_∂ и работы перетекания в колесе ΔL_n :

$$L = L_T + \Delta L_\partial + \Delta L_n = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} + u_2^2 (\alpha_\partial + \alpha_n).$$

Как уже указывалось, при отсутствии входного направляющего аппарата $c_{1u} = 0$; кроме того, было принято $c_{2u} = \mu_2 u_2$. Следовательно,

$$L = (\mu_2 + \alpha_\partial + \alpha_n) u_2^2 = \psi u_2^2. \quad (30)$$

Коэффициент $\psi = \mu_2 + \alpha_\partial + \alpha_n$ назовем коэффициентом работы.

Практически вместо изэнтропического к. п. д. удобнее пользоваться политропическим к. п. д. η_n^* , представляющим собой отношение политропической работы сжатия L_n^* (с учетом изменения кинетической энергии) ко всей работе L :

$$\eta_{n.p}^* = \frac{L_n^*}{L}; \quad (31)$$

$$L_n^* = \frac{n}{n-1} R T_0^* \left(\epsilon_p^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

где n — показатель политропы; $n > k$.

Удобство использования политропического к. п. д. объясняется тем, что политропическая работа L_n^* связана с полной работой L простым соотношением

$$L_n^* = L - \Delta L_p,$$

где ΔL_p — сумма всех потерь (в данном случае в рабочем колесе).

Можно доказать, что при малых отношениях давлений ($\epsilon^* < 1,6 \div 1,8$) политропический к. п. д. отличается от изэнтропического не более чем на 1% ($\eta_n^* > \eta_a^*$).

Принимая для удобства $\Delta L_p = \zeta_p \frac{u_1^2}{2}$ (где ζ_p — коэффициент суммарных потерь в рабочем колесе), т. е. выражая гидравлические потери в долях кинетической энергии окружной скорости u_1 и используя формулы (36) и (37), окончательно получим для к. п. д. следующее выражение:

$$\eta_{n.p}^* = 1 - \frac{\frac{1}{2} \zeta_p \left(\frac{d_{1cp}}{d_2} \right)^2 + \alpha_\partial + \alpha_n}{\mu_2 + \alpha_\partial + \alpha_n} \quad (32)$$

или

$$\eta_{n.p}^* = 1 - \frac{\frac{1}{2} \zeta_p \left(\frac{d_{1cp}}{d_2} \right)^2 + \psi - \mu_2}{\psi}. \quad (33)$$

Оптимальный угол атаки

Согласно опытным данным (см. рис. 41) с возрастанием угла β_{1A} увеличивается оптимальный угол атаки. Чтобы разобраться в этом вопросе, дадим приближенную количественную оценку рассмотренным гидравлическим потерям в рабочем колесе.

Разделяя условно потери в колесе на потери на трение ΔL_{mp} , концевые потери ΔL_κ , утечки ΔL_{ym} и потери на «удар» $\Delta L_{y\partial}$ и добавляя к ним дисковые потери ΔL_∂ , можно записать:

$$\Delta L_p = \Delta L_{mp} + \Delta L_\kappa + \Delta L_{ym} + \Delta L_{y\partial} + \Delta L_\partial. \quad (34)$$

Напомним, что ранее для $\Delta L_{y\partial}$ и ΔL_∂ были получены выражения (25) и (27), причем коэффициент α_∂ можно считать изменяющимся обратно пропорционально расходу воздуха:

$$\alpha_\partial = \frac{\alpha'_\partial}{G} = \frac{\alpha''_\partial}{\text{tg } \beta_1},$$

где α' и α'' — коэффициенты пропорциональности.

Потери на трение ΔL_{mp} можно считать пропорциональными квадрату относительной скорости w_{1o} после поворота потока на входе в рабочее колесо (после «удара»).

$$\Delta L_{mp} \approx \zeta_{mp} \frac{w_{1o}^2}{2}.$$

Подставив в эту формулу

$$w_{1o} = \frac{w_{1a}}{\tau_1 \sin \beta_{1A}} = \frac{u_1 \text{tg } \beta_1}{\tau_1 \sin \beta_{1A}},$$

получим

$$\Delta L_{mp} = \zeta_{mp} \frac{u_1^2}{2\tau_1} \left(\frac{\text{tg } \beta_1}{\sin \beta_{1A}} \right)^2,$$

где τ_1 — коэффициент заполнения сечения на входе в рабочее колесо.

Коэффициент потерь на трение ζ_{mp} зависит от числа и формы рабочих лопаток, формы меридиональных обводов, относительной шероховатости поверхностей и числа Рейнольдса.

Концевые потери и утечки находятся в сложной зависимости от скоростей и геометрических характеристик рабочего колеса. Грубо ориентировочно можно принять

$$\Delta L_k + \Delta L_{ym} = \zeta_k \frac{u_1^2}{2},$$

полагая коэффициент ζ_k изменяющимся обратно пропорционально расходу воздуха:

$$\zeta_k = \frac{\zeta'_k}{G} = \frac{\zeta''_k}{\lg \beta_1}.$$

В дальнейшем приближенном анализе коэффициенты α''_d и ζ''_k будем считать не зависящими от режима работы нагнетателя.

Таким образом, приближенно потери в рабочем колесе могут быть выражены так:

$$\zeta_p = \frac{2\Delta L_p}{u_1^2} = \left(1 - \frac{\lg \beta_1}{\lg \beta_{10}}\right)^2 + \zeta_{mp} \frac{\lg^2 \beta_1}{\tau_1 \sin^2 \beta_{1A}} + \frac{\zeta_1}{\lg \beta_1}, \quad (35)$$

где

$$\zeta_1 = \alpha''_d + \zeta''_k.$$

Коэффициент ζ_1 полагается не зависящим от режима работы нагнетателя.

По опытным данным НАМИ коэффициенты имеют следующие значения: $\zeta_{mp} \approx 0,55$; $\alpha''_d + \zeta''_k \approx 0,34$. Приведенные величины носят частный характер, т. е. справедливы для рабочих колес с близким соотношением геометрических размеров ($\frac{d_2}{d_1} = 2,2$; $\bar{b}_2 = 0,063$; $z_p = 14$). Однако следует отметить, что использование только трех опытных коэффициентов позволяет с удовлетворительной степенью точности найти оптимальный угол атаки и построить характеристики рабочих колес с разными углами β_{1A} .

Теперь можно перейти к определению оптимального угла атаки. Задача решается в следующей постановке: геометрия рабочего колеса известна, требуется найти угол атаки $i_{opt. p}$ (или угол потока $\beta_{1opt. p}$), при котором к. п. д. рабочего колеса достигает максимальной величины. Для решения задачи воспользуемся формулой (35), полагая коэффициенты ζ_{mp} и ζ_1 зависящими только от соотношения геометрических размеров рабочего колеса. Из

условия $\frac{\partial \zeta_p}{\partial \beta_1} = 0$ находим

$$\frac{\lg \beta_{1opt. p}}{\lg \beta_{1A}} = \frac{1 + \frac{\zeta_1}{2 \lg \beta_{1opt. p}}}{1 + \frac{\zeta_{mp}}{\tau^2 \cos^2 \beta_{1A}}}. \quad (36)$$

При выводе последней формулы принято $\beta_{10} \approx \beta_{1A}$ ($i_0 \approx 0$).

Значения оптимальных углов атаки $i_{opt. p}$, определяемые с помощью формулы (36) (при рекомендуемых величинах $\zeta_{mp} = 0,55$ и $\alpha''_d + \zeta''_k = 0,34$), весьма близки к опытным значениям, приведенным на рис. 41.

Описанная приближенная методика расчленения потерь позволяет найти также оптимальный угол лопатки β_{1A} , при котором к. п. д. рабочего колеса достигает максимальной величины для заданного (расчетного) значения угла β_1 :

$$\lg \beta_{1A. opt} = \lg \beta_1 (1 + \zeta_{mp}).$$

Согласно последней формуле оптимальный угол атаки изменяется от $9,5^\circ$ для $\beta_1 = 20^\circ$ до $12,5^\circ$ для $\beta_1 = 40^\circ$. Однако эти величины нуждаются в дополнительной экспериментальной проверке.

23. БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ ДИФфуЗОР

Как уже указывалось, в диффузорах происходит частичное преобразование кинетической энергии воздуха в потенциальную. Эффективность этого преобразования, а следовательно, и к. п. д. нагнетателя в значительной степени зависят от соотношений геометрических размеров. Кроме того, потери в безлопаточном диффузоре существенным образом зависят от шероховатости поверхности стенок диффузора. Поэтому необходима тщательная обработка поверхностей стенок, образующих кольцевую щель (диффузор).

Определим траекторию частиц в диффузоре. В целях упрощения пренебрежем влиянием трения и, кроме того, примем, что скорость постоянна по ширине диффузора (т. е. введем в расчет среднюю по сечению скорость).

Радиальная составляющая скорости определяется из уравнения неразрывности

$$\tau_0 c_m r b = \tau_2 c_2 c_{2m} r_2 b_2 = \text{const.}$$

Коэффициент расхода можно приближенно принять постоянным: $\tau \approx \tau_2$.

Окружная составляющая скорости находится из условия сохранения момента количества движения, справедливого при отсутствии внешних сил:

$$r c_u = r_2 c_{2u} = \text{const.}$$

Из этих уравнений находим

$$\begin{aligned} \lg \alpha = \frac{c_m}{c_u} &= \frac{b_2}{b} \cdot \frac{Q_2}{Q} \cdot \frac{c_{2m}}{c_{2u}} = \frac{b_2}{b} \cdot \frac{Q_2}{Q} \lg \alpha_2 \\ (\lg \alpha_2 &= \frac{c_{2m}}{c_{2u}}). \end{aligned} \quad (37)$$

В частном случае, при постоянстве произведения $b\alpha$, угол α постоянен и, следовательно, линии тока являются логарифмическими спиралями.

Обычно диффузоры изготовляют с постоянной шириной b , мало отличающейся от ширины рабочего колеса b_2 . Следует иметь в виду, что изменение отношения $\frac{b}{b_2}$ мало влияет на величину скорости в диффузоре c , так как обычно радиальная составляющая скорости мала по сравнению с окружной составляющей, а последняя не зависит от b . Однако угол наклона линий тока α в значительной степени зависит от отношения $\frac{b}{b_2}$; уменьшение ширины b приводит согласно формуле (37) к увеличению угла α .

Вследствие трения воздуха о стенки диффузора уменьшается момент количества движения и соответственно уменьшается окружная составляющая скорости. Угол наклона линий тока α при этом возрастает.

Повышение давления в диффузоре зависит от параметров газа на входе в диффузор c_2 и T_2 , отношения скоростей в диффузоре $\frac{c_4}{c_2}$ и, разумеется, от величины потерь в диффузоре. Влияние параметров газа на входе может быть учтено величиной безразмерной скоростей λ_2 :

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{a_*}; \quad a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*},$$

где a_* — критическая скорость.

Отношение скоростей $\frac{c_4}{c_2}$ или безразмерных скоростей $\frac{\lambda_4}{\lambda_2}$ зависит главным образом от отношения диаметров $\frac{d_4}{d_2}$ (рис. 39).

Грубо ориентировочно можно принять, что скорость в диффузоре изменяется обратно пропорционально диаметру. Если скорость в диффузоре нужно уменьшить вдвое, то для этого требуется увеличить его диаметр также примерно вдвое. Необходимость увеличения габаритных размеров нагнетателя с безлопаточным диффузором является одним из существенных недостатков последнего.

В приведенных выше формулах под меридиональными составляющими скоростей c_m и углом α подразумеваются осредненные по глубине канала величины. Действительные значения скоростей и углов весьма резко изменяются по ширине канала, а течение в диффузоре имеет весьма сложную структуру.

Выбор отношения диаметров $\frac{d_4}{d_2}$

Очевидно, что с увеличением отношения диаметров $\frac{d_4}{d_2}$ возрастает давление за диффузором, что вызывает увеличение к. п. д. нагнетателя. Однако при очень больших отношениях диаметров

происходит такое резкое увеличение потерь, что это вызывает замедление роста давления. Иллюстрацией к сказанному служит рис. 47. Кривая 1 представляет собой зависимость отношения $\frac{p_4}{p_2}$ от отношения диаметров для диффузора с $\lambda_2 = 0,62$ и $\alpha_2 = 18^\circ$, определенную без учета потерь. Там же нанесены опытные значения

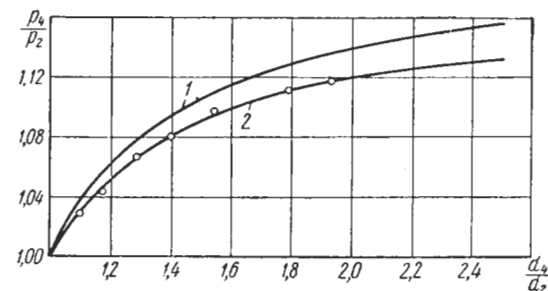


Рис. 47. Изменение отношения давлений $\frac{p_4}{p_2}$ в безлопаточном диффузоре в зависимости от отношения диаметров $\frac{d_4}{d_2}$:

1 — расчетные данные без учета потерь; 2 — опытные данные

ния $\frac{p_4}{p_2}$. Кроме того, штриховой линией показаны возможные значения $\frac{p_4}{p_2}$ при больших отношениях $\frac{d_4}{d_2}$. Из рис. 47 следует, что увеличение отношения $\frac{d_4}{d_2}$ более 1,8—1,9 приводит лишь к незначительному возрастанию давления и вследствие этого нецелесообразно. Поэтому можно рекомендовать отношение

$$\frac{d_4}{d_2} = 1,7 \div 1,9.$$

Потери в диффузоре

Потери в безлопаточном диффузоре не могут быть определены расчетным путем с достаточной степенью точности из-за диффузорного характера течения и крайне неравномерного поля скоростей на входе в диффузор, причем степень и характер неравномерности зависят от режима работы колеса и от отношения $\frac{b}{b_2}$. Поэтому потери в диффузорах определяют на основании обработки результатов исследований нагнетателей.

Опыты показывают, что потери в диффузоре в большой степени зависят от угла потока α_2 и отношения $\frac{b_2}{d_2}$. Увеличение угла α_2

означает уменьшение длины линий тока в диффузоре, в результате чего понижаются потери на трение. Вместе с тем при очень больших углах α_2 потери снова возрастают вследствие увеличения градиента скоростей (вдоль линий тока), что, как известно из аэродинамики, может вызвать отрыв пограничного слоя. Практически такие большие углы α_2 в нагнетателях на расчетном режиме не достигаются.

Раньше при изучении течения в рабочем колесе была отмечена целесообразность увеличения радиальной (меридиональной) составляющей скорости до величин, соответствующих условию

$$\bar{c}_{2m} = \frac{c_{2m}}{u_2} = 0,25 \div 0,4.$$

Теперь очевидно, что это целесообразно также для уменьшения потерь в безлопаточном диффузоре. Рекомендуемым значениям скорости $\bar{c}_{2m}$ при числе рабочих лопаток $z_p = 14$ ($\mu_2 \approx 0,84$) соответствуют углы

$$\alpha_2 = \arctg \frac{\bar{c}_{2m}}{\mu_2} = 16^\circ \div 25^\circ.$$

Заметное влияние на величину потерь в диффузоре оказывает отношение $\frac{b}{d_2}$. От этого отношения зависит отношение расхода воздуха к поверхности F стенок диффузора. При неизменном угле α_2 отношение $\frac{G}{F}$ пропорционально параметру $\frac{b}{d_2}$. Разумеется, увеличение отношения $\frac{b}{d_2}$, вызывая увеличение $\frac{G}{F}$, приводит к уменьшению относительных потерь в диффузоре. К сожалению, степень влияния параметра $\frac{b}{d_2}$ на эффективность диффузора изучена недостаточно.

Можно предположить, что при неизменном угле α_2 потери в диффузоре обратно пропорциональны отношению $\frac{b}{d_2}$, т. е. абсолютная величина потерь в диффузоре не зависит от ширины диффузора b .

Эффективность диффузора можно характеризовать различными коэффициентами. Весьма удобно использовать к. п. д. диффузора, подразумевая под ним отношение изоэнтروпической работы сжатия в диффузоре к располагаемой работе:

$$\eta_{\partial} = \frac{L_{a.\partial}}{L_{\partial}} = \frac{c_p T_2 \left[\left(\frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{c_2^2}{2}} \quad (38)$$

или

$$\eta_{\partial} = \frac{2}{k-1} \frac{\left(\frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{M_2^2},$$

при этом

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2}; \quad a_2 = \sqrt{kRT_2}.$$

Практически измерение давления воздуха за диффузором затруднено, поэтому под к. п. д. диффузора можно подразумевать к. п. д. системы диффузор — воздухоборник:

$$\eta'_{\partial} = \frac{L'_{a.\partial}}{L_{\partial}} = \frac{c_p T_2 \left[\left(\frac{p_{\kappa}^*}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{c_2^2}{2}}, \quad (39)$$

где $L'_{a.\partial}$ — изоэнтروпическая работа сжатия в диффузоре и воздухоборнике;

p_{κ}^* — давление торможения в выпускном патрубке нагнетателя.

Опытный график зависимости к. п. д. диффузора от угла α_2 для нагнетателей с $\frac{b}{d_2} = 0,063$; $\frac{d_4}{d_2} = 1,9$ и различными углами $\beta_{1л.с}$ (18—42°) приведен на рис. 48. Характерно, что для всех

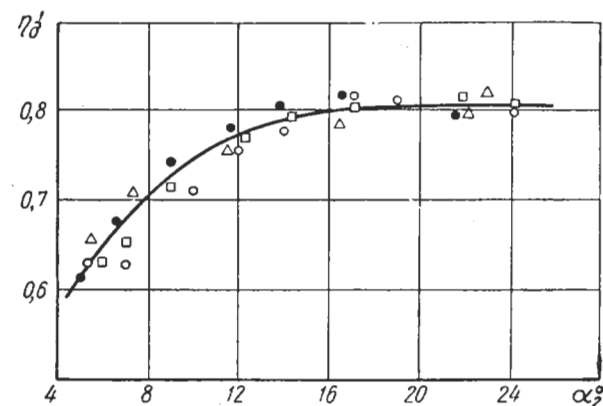


Рис. 48. Изменение к. п. д. безлопаточного диффузора η_{∂}

в зависимости от угла α_2 для $\frac{b}{d_2} = 0,063$:

Δ — $\beta_{1л.с} = 42^\circ$; $\circ$ — $\beta_{1л.с} = 35^\circ$; $\square$ — $\beta_{1л.с} = 25^\circ$; $\bullet$ — $\beta_{1л.с} = 18^\circ$

рабочих колес получаются практически одинаковые значения к. п. д. η'_{∂} при равных углах α_2 .

Графиком на рис. 48 можно пользоваться для ориентировочной оценки эффективности диффузоров, характеризуемых отношением

ями $\frac{b_2}{d_2}$ и $\frac{d_4}{d_2}$, близкими к указанным на этом графике, и углах $\alpha_2 > 16^\circ$. Если отношение $\frac{b_2}{d_2}$ заметно отличается от $\frac{b_2}{d_2} = 0,06$, то грубо приближенно можно принимать

$$1 - \eta_d \approx (1 - \eta_{d,0}) \frac{0,06}{\frac{b_2}{d_2}}. \quad (40)$$

Формула (40) соответствует предположению об изменении потерь в диффузоре обратно пропорционально ширине диффузора.

Выбор ширины диффузора

Обычно ширину диффузора принимают близкой к ширине рабочего колеса. По-видимому, если угол α_2 достаточно мал ($15-20^\circ$), то уменьшение ширины b может вызвать снижение потерь в диффузоре (вследствие увеличения угла α_2).

В результате проведенных в НАМИ опытов не было обнаружено заметного влияния отношения ширины диффузора b к ширине рабочего колеса b_2 на к. п. д. нагнетателя, если $0,9 < \frac{b_3}{b_2} < 1,1$. Поэтому можно рекомендовать отношение

$$\frac{b}{b_2} \approx 1^*.$$

Изменение ширины канала вдоль диффузора также не оказывает заметного влияния на к. п. д. нагнетателя. Согласно опытам НАМИ при $\frac{b_4}{b_3} > 1$ улучшается работа диффузора на больших расходах (больше расчетного), а при $\frac{b_4}{b_3} < 1$ — на малых расходах. Максимальный к. п. д. нагнетателя остается практически неизменным, если $0,85 < \frac{b_4}{b_3} < 1,15$. Следовательно, выбор отношения $\frac{b_4}{b_3}$ должен производиться с учетом возможного диапазона режимов работы нагнетателя. Обычно принимают $b_4 = b_3$, что упрощает изготовление диффузора.

24. ЛОПАТОЧНЫЕ ДИФFUЗОРЫ

В лопаточных диффузорах поток поворачивается принудительно, и поэтому отношение скоростей в диффузоре $\frac{c_4}{c_2}$ не зависит от отношения диаметров $\frac{d_4}{d_2}$. Это означает, что габаритные

размеры нагнетателя с лопаточным диффузором могут быть значительно меньше, чем с безлопаточным.

Лопаточные диффузоры можно разбить на две группы, резко отличающиеся формой лопаток (фиг. 49):

- а) диффузоры с профилированными направляющими лопатками;
- б) с прямолинейными каналами.

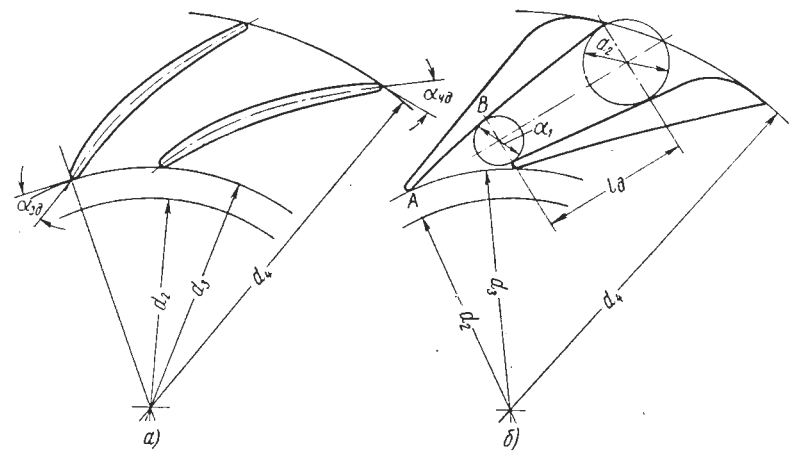


Рис. 49. Лопаточные диффузоры:

а — с профилированными направляющими лопатками; б — с прямолинейными каналами

Диффузоры с профилированными направляющими лопатками

Между рабочим колесом и направляющими лопатками всегда имеется небольшой кольцевой участок (аналогично безлопаточному диффузору), в котором происходит некоторое выравнивание потока за рабочим колесом. Отношение диаметров $\frac{d_3}{d_2}$ (см. рис. 32) выбирают в следующих пределах:

$$\frac{d_3}{d_2} = 1,05 \div 1,15,$$

при этом меньшие значения этого отношения соответствуют большим диаметрам d_2 . Отношение диаметров $\frac{d_4}{d_3}$ выбирают следующим:

$$m_d = \frac{d_4}{d_3} = 1,3 \div 1,6.$$

При выборе величины m_d следует иметь в виду, что уменьшение ее приводит к увеличению числа направляющих лопаток и уменьшению их длины.

* Согласно последним опытам МЭИ целесообразно принимать $\frac{b}{b_2} = 0,8 \div 0,85$, выполняя переходной участок плавным.

Ширина лопаток b обычно постоянна и мало отличается от ширины рабочих лопаток: $b \approx b_2$.

Входной угол лопаток $\alpha_{3\partial}$ (рис. 49, а) определяется по принятому углу атаки i_∂ , который можно выбирать в пределах $i_\partial = 0 \div 5^\circ$. Таким образом,

$$\alpha_{3\partial} = \alpha_3 + i_\partial; \quad \alpha_3 \approx \alpha_2.$$

Выходной угол потока α_4 выбирают так, чтобы обеспечить допустимое отношение скоростей в диффузоре:

$$\frac{c_4}{c_3} = 0,4 \div 0,5 \left(\frac{c_3}{c_2} \approx \frac{d_2}{d_3} \right).$$

Из уравнения неразрывности находим (при $b = \text{const}$ и $\tau = \text{const}$)

$$r_3 c_3 Q_3 \sin \alpha_3 \approx r_4 c_4 Q_4 \sin \alpha_4,$$

отсюда

$$\sin \alpha_4 = \sin \alpha_3 \frac{Q_3 c_3 r_3}{Q_4 c_4 r_4}.$$

Выходной угол лопатки $\alpha_{4\partial}$ больше угла потока на величину угла отставания потока σ :

$$\alpha_{4\partial} = \alpha_4 + \sigma.$$

Ориентировочно

$$\sigma = 2 \div 3^\circ.$$

Обычно разность углов $\Delta \alpha_\partial = \alpha_{4\partial} - \alpha_{3\partial}$ не превышает $15 \div 20^\circ$. Число направляющих лопаток выбирают так, чтобы относительный шаг на среднем диаметре

$$\bar{t}_{cp} = \frac{t_{cp}}{l} = 0,35 \div 0,45.$$

Известно, что

$$t_{cp} = \frac{\pi(d_3 + d_4)}{2z_n}; \quad l \approx \frac{d_4 - d_3}{2} \sin \frac{\alpha_{4\partial} + \alpha_{3\partial}}{2},$$

по этому условию $\bar{t}_{cp} = 0,35 \div 0,45$ соответствует число лопаток

$$z_n = (7 \div 9) \frac{m_\partial + 1}{m_\partial - 1} \sin \frac{\alpha_{3\partial} + \alpha_{4\partial}}{2}. \quad (41)$$

Профили направляющих лопаток можно рассчитывать путем конформного отображения профилей решеток осевых компрессоров (с заданными углами $\alpha_{3\partial}$ и $\alpha_{4\partial}$).

Диффузоры с прямолинейными каналами

Диффузоры с прямолинейными каналами могут иметь меньшее число лопаток, причем форма их более простая, чем профилированных направляющих лопаток (рис. 49, б). Число лопаток обычно выбирают в пределах $z_n = 8 \div 25$. Согласно опытным данным [21] число лопаток z_n желательно выбирать таким образом, чтобы горло d_1 решетки примерно равнялось ширине лопаток b , т. е. чтобы входное сечение диффузора было квадратным.

Уменьшение числа лопаток диффузора с прямолинейными каналами возможно вследствие увеличения толщины лопаток к выходному сечению, что позволяет делать каналы нужной формы и с необходимыми соотношениями размеров даже при малых числах лопаток. Внезапное увеличение проходного сечения на выходе из диффузора не приводит к заметному увеличению потерь, так как скорости здесь уже невелики.

Ввиду отсутствия данных по систематическим исследованиям диффузоров нельзя дать четких рекомендаций по определению основных размеров лопаток. Приводимые ниже рекомендации следует рассматривать как ориентировочные.

Горло a_1 следует определять исходя из принятой средней скорости c_a по уравнению неразрывности

$$t_2 b_2 c_{2m} Q_2 = a_1 b c_{a1} Q_{a1} \quad (\tau_2 \approx \tau_a),$$

отсюда

$$a_1 = t_2 \frac{b_2}{b} \cdot \frac{Q_2}{Q_a} \cdot \frac{c_{2m}}{c_{a1}}.$$

Скорость c_{a1} выбирается в зависимости от скорости c_3 :

$$\frac{c_{a1}}{c_3} = 0,7 \div 0,8.$$

Отношение размеров $\frac{a_2}{a_1} = 1,6 \div 1,8$, длина диффузора (рис. 49) $l_\partial = (4 \div 5) a_1$.

Стенки диффузора прямые или близкие к прямым. Наибольшую трудность вызывает построение криволинейного участка АВ. Следует иметь в виду, что в пределах этого участка происходит значительное снижение скорости и что, следовательно, от формы кривой АВ зависит эффективность диффузора. Обычно рекомендуют выполнять этот участок в виде логарифмической спирали, однако такую рекомендацию нельзя считать обоснованной. Правильная форма входного участка должна обеспечивать целесообразный закон изменения скоростей вдоль обвода АВ, что может быть проверено экспериментально (путем измерения давлений на обводах) или теоретически (путем расчета скоростей на обводах).

Эффективность лопаточных диффузоров обоих рассмотренных типов примерно одинакова.

Сравнивая лопаточные и безлопаточные диффузоры, необходимо отметить следующее. На расчетном режиме работы в области оптимальных углов атаки потери в лопаточных диффузорах меньше, чем в безлопаточных, вследствие значительного уменьшения длины линий тока. Поэтому максимальный к. п. д. нагнетателей с лопаточным диффузором на 3—6% выше, чем у нагнетателей с безлопаточным диффузором.

Однако при отклонении режима работы от расчетного происходит отрыв потока от лопаток, что вызывает резкое возрастание потерь. Вследствие этого характеристики нагнетателей с лопаточными диффузорами оказываются более крутыми, чем у нагнетателей с безлопаточными диффузорами. Сравнение характеристик нагнетателей с лопаточным и безлопаточным диффузорами приведено в разделе «Характеристики нагнетателей». Обычно нагнетатели с лопаточным диффузором применяют при сравнительно большом отношении давлений ($\varepsilon > 1,5 \div 1,6$).

25. ВОЗДУХОСБОРНИКИ Из диффузора воздух поступает в спиральную камеру или воздухоборник постоянного сечения. Выбор типа воздухоборника зависит главным образом от расположения и количества воздухопроводов, по которым воздух подается в дизель.

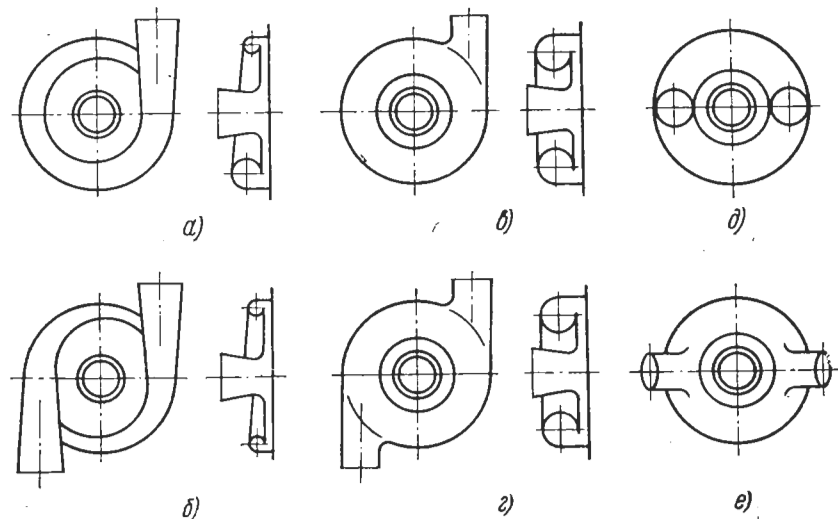


Рис. 50. Схемы воздухоборников

Воздухоборники некоторых типов изображены на рис. 50.

Аэродинамически наиболее совершенны спиральные камеры с одним, двумя или тремя напорными патрубками (фиг. 50, а и б), оси которых расположены в плоскости, перпендикулярной к оси нагнетателя. Однако часто по условиям компоновки двигателя

требуется угловой или осевой вывод воздухопроводов. В этих случаях обычно воздухоборник делают постоянного сечения с малыми скоростями, а напорные патрубки располагают так, как это удобно по условиям компоновки (рис. 50, в—е).

Следует отметить, что, несмотря на малые скорости в воздухоборниках, расположение напорных патрубков оказывает заметное влияние на эффективность нагнетателей. Так, например, по опытам НАМИ переход от одного напорного патрубка (рис. 50, в) к двум тангенциальным патрубкам (рис. 50) вызвал снижение к. п. д. нагнетателя с 75 до 72%. Этого снижения к. п. д. можно избежать, выполнив воздухоборник в виде двухзаходной улитки (рис. 50, б). Еще более резкое снижение к. п. д. (до 69%) наблюдается в нагнетателях с воздухоборником постоянного сечения и осевым расположением патрубков (рис. 50, д).

Приведенные данные показывают, что воздухоборникам необходимо уделять такое же серьезное внимание, как и рабочему колесу или диффузору. Очевидно, что применение воздухоборников постоянного сечения с двумя патрубками (без специальных вставок) нецелесообразно, лучше применять двухзаходные улитки (рис. 50, б).

Если воздухоборники имеют постоянное сечение, то в них целесообразно принимать возможно малые скорости. Однако в спиральных камерах существует вполне определенная оптимальная величина средней скорости c_a , при которой к. п. д. нагнетателя достигает наибольшей величины.

При исследовании течения в спиральной камере целесообразно использовать богатый опыт, накопленный в насосостроении и вентиляторостроении.

Эксперимент показывает, что среднюю скорость в спиральной камере c_a можно принимать постоянной вдоль камеры. Постоянство этой скорости определяет линейный закон изменения площадей проходного сечения:

$$F_\varphi = \frac{\varphi}{360} F_{360},$$

где F_φ — площадь проходного сечения при угловой координате; F_{360} — максимальная площадь проходного сечения.

Форма проходного сечения существенного значения не имеет. По-видимому, наилучшая форма сечения — круглая, однако близкие значения потерь получаются в камере, имеющей прямоугольное сечение со скругленными краями.

Средняя скорость в спиральной камере должна выбираться из условий минимальных потерь в ней. Мнение о том, что чем меньше скорость в спиральной камере, тем меньше потери, ошибочно. Действительно, потери напора в спиральной камере схематично можно представить в виде суммы трех слагаемых:

$$\Delta L_k = \zeta_5 \frac{c_5^2}{2} + \frac{(c_5 - c_a)^2}{2} + \zeta_k \frac{c_a^2}{2}, \quad (42)$$

где ζ_5 — коэффициент потерь при повороте потока на входе в спиральную камеру; ориентировочно $\zeta_5 = 0,1 \div 0,3$ (для симметричных камер $\zeta_5 = 0$);

c_5 — скорость на входе в спиральную камеру, обычно мало отличающаяся от скорости на выходе из диффузора;
 $c_5 \approx c_4$;

ζ_k — коэффициент потерь в спиральной камере, учитывающий также потери в диффузоре на выходе из спиральной камеры; $\zeta_k = 0,3 \div 0,4$.

Первое слагаемое определяет потери при повороте потока на входе в спиральную камеру. Второе слагаемое характеризует потери, вызванные внезапным увеличением проходного сечения, а третье — потери на трение и поворот потока в самой камере.

Коэффициент потерь в камере можно принимать следующим: $\zeta_k = 0,3 \div 0,45$.

Формула (42) не учитывает влияния сжимаемости, незначительного в рассматриваемом случае.

Из условия получения минимальных потерь ΔL_k находим приближенное значение определения оптимальной скорости в спиральной камере:

$$c_{a. \text{ опт}} = \frac{c_5}{1 + \zeta_k}. \quad (43)$$

Согласно формуле (43) оптимальная скорость в спиральной камере оказывается довольно большой и составляет 70—75% от скорости c_5 (c_4). Поэтому выходной патрубок спиральной камеры целесообразно делать в виде диффузора (рис. 50, а и б).

При определении площади проходного сечения F_{360} следует иметь в виду, что фактический расход воздуха через спиральную камеру несколько больше (примерно на 10%) расхода воздуха через нагнетатель за счет масс воздуха, циркулирующих в спиральной камере [34]. Поэтому уравнение неразрывности для максимального сечения F_{360} запишем так:

$$F_{360} = \frac{1,1G}{\rho_0 c_{a. \text{ опт}}}, \quad (44)$$

где G — производительность нагнетателя, а $1,1G$ — фактический расход воздуха в спиральной камере.

Резкий изгиб напорных патрубков (рис. 50, е) вызывает увеличение коэффициента потерь ζ_k и соответственно приводит к снижению оптимальной скорости $c_{a. \text{ опт}}$.

26. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Характеристики нагнетателей обычно представляют в виде зависимости отношения давления

к от расхода воздуха при различных числах оборотов (см. рис. 59). Для удобства на эти характеристики наносят кривые равных к. п. д. (штриховые кривые).

Характеристики нагнетателя зависят только от начальных параметров воздуха и числа оборотов; поэтому на характеристиках должны быть указаны параметры p_0 , T_0 и n .

Отношение давлений ϵ обычно определяют по давлению перед нагнетателем (барометрическое давление, если забор воздуха осуществляется из атмосферы) и конечному давлению p_K :

$$\epsilon = \frac{p_K}{p_c}$$

или

$$\epsilon^* = \frac{p_K^*}{p_0^*}.$$

Часто давление подсчитывают по параметрам торможения p_K^* , однако при расчетах процесса наполнения двигателя ϵ удобнее определять по p_K .

Под к. п. д. нагнетателя подразумевают изоэнтروпический к. п. д., определенный по параметрам торможения:

$$\eta_{aK} = \frac{N_a^*}{N_K},$$

где N_a^* — мощность при изоэнтропическом сжатии;

$$N_a^* = GL_a^* = Gc_p T_0^* \left[\left(\frac{p_K^*}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

N_K — мощность, потребляемая нагнетателем.

Если к. п. д. определяется по измеренным температурам, то в этом случае

$$N_K = (G + \Delta G_{ym}) c_p (T_K^* - T_0^*),$$

где ΔG_{ym} — утечки воздуха через уплотнения; обычно $\frac{\Delta G_{ym}}{G} < 0,01$ и их можно не принимать во внимание.

Следовательно,

$$\eta_{aK} \approx \frac{\epsilon^*^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_K^*}{T_0^*} - 1}. \quad (45)$$

Наряду с обычными размерными характеристиками применяют безразмерные и приведенные характеристики.

Наиболее надежный способ получения характеристик — испытания нагнетателей. Расчетное определение характеристик основано на использовании ряда опытных коэффициентов, от правильности выбора которых зависит и точность определения характеристик.

Характеристики рабочего колеса

Расчет характеристик рабочего колеса может быть основан на использовании формул (29)—(33).

Политропический к. п. д. рабочего колеса может быть определен по формуле (32).

Коэффициент ψ рассчитывают по изложенной ниже методике, а коэффициент μ_2 находят по графикам, приведенным на рис. 44 или 45.

Безразмерные характеристики

Безразмерные характеристики удобны при анализе работы нагнетателя. Влияние начальных параметров воздуха учитывается безразмерными характеристиками автоматически.

В качестве независимых параметров обычно выбирают коэффициент подачи φ и число Маха M (или величину, пропорциональную числу Маха).

Под коэффициентом подачи подразумевают отношение

$$\varphi = \frac{c_{1m}}{u_2}, \quad (46)$$

характеризующее состояние треугольников скоростей в сечении перед рабочим колесом. Если коэффициент φ одинаков для каких-либо двух режимов работы нагнетателя, то это означает, что треугольники скоростей перед рабочим колесом на этих режимах подобны.

Однако сохранение подобия треугольников скоростей перед рабочим колесом еще не означает сохранения подобия в других характерных сечениях (например, за рабочим колесом); для этого необходимо также равенство отношения плотностей воздуха (например, $\frac{\rho_2}{\rho_1}$). Из газодинамики известно, что основным критерием подобия, определяющим влияние сжимаемости, является число Маха, определяемое как отношение характерной скорости течения к скорости звука. В качестве характерной скорости можно выбрать скорость в любой точке нагнетателя; обычно выбирают окружную скорость u_2 , а скорость звука подсчитывают по параметрам воздуха перед нагнетателем:

$$M_a = \frac{u_2}{a_0}; \quad a_0 = \sqrt{kRT_0}.$$

Вместо числа Маха M_a удобно применять пропорциональную ему величину, называемую приведенной окружной скоростью:

$$u_n = u_2 \sqrt{\frac{T_n}{T_0}} \quad (u_n = M_a a_n),$$

где T_n — приведенная начальная температура воздуха, которую можно принимать произвольной, но постоянной величиной;

a_n — приведенная скорость звука; $a_n = \sqrt{kRT_n}$.

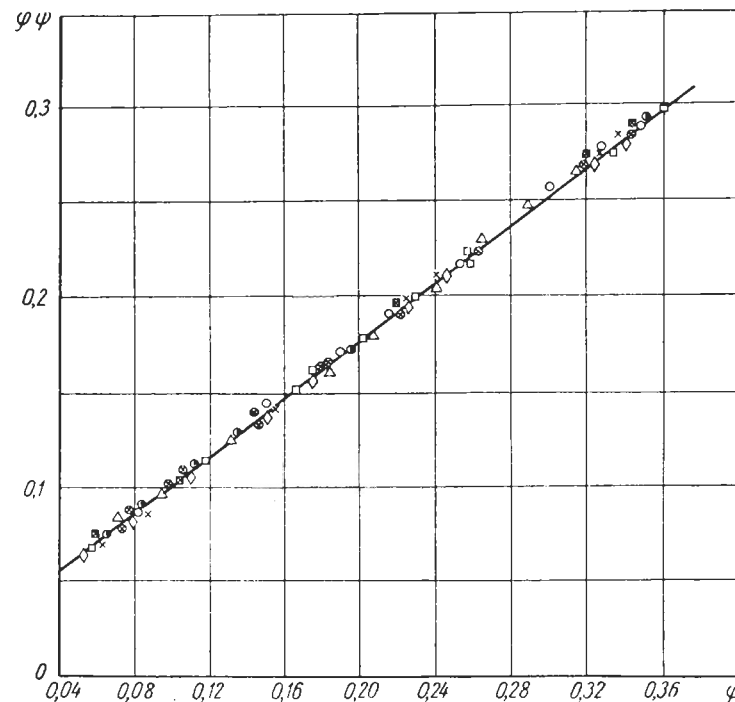


Рис. 51. Зависимость произведения $\varphi\psi$ от коэффициента подачи φ при $z_p = 14$

В качестве зависимых параметров выбирают коэффициент изэнтропического напора:

$$\psi_a^* = \frac{L_a^*}{u_2^2}; \quad (47)$$

коэффициент работы

$$\psi = \frac{L}{u_2^2} = \mu_2 + \alpha_d + \alpha_n \quad (48)$$

и изэнтропический к. п. д. $\eta_{a.K}^*$.

Рассматривая выражение для изэнтропического к. п. д., приходим к выводу, что

$$\eta_a^* = \frac{\psi_a^*}{\psi}. \quad (49)$$

Особого внимания заслуживает коэффициент работы ψ . Опыты позволяют заключить, что этот коэффициент практически не зависит от формы рабочих лопаток и меридиональных обводов, зазоров между лопатками и корпусом и в очень малой степени изменяется с изменением чисел оборотов. В диапазоне отношений давлений $\varepsilon < 1,6 \div 1,7$ коэффициент ψ практически можно считать зависящим только от коэффициента подачи φ и числа рабочих лопаток z_p . Кроме того, следует отметить, что зависимость произведения $\varphi\psi$ (пропорционального мощности) от коэффициента подачи весьма близка к линейной. Иллюстрацией может служить кривая зависимости $\varphi\psi = f(\varphi)$ (рис. 51) для нагнетателей с рабочими лопатками различной формы и различными зазорами между лопатками и корпусом при числе рабочих лопаток $z_p = 14$ и безлопаточном диффузоре.

Линейный характер зависимости произведения $\varphi\psi$ от φ позволяет исследователю надежно контролировать точность эксперимента и легко обнаруживать случайные ошибки.

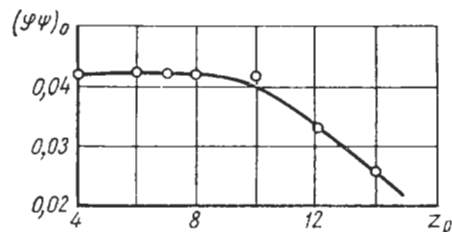


Рис. 52. Зависимость $(\varphi\psi)_0$ от числа рабочих лопаток

Кроме того, линейная зависимость облегчает расчет характеристик нагнетателя и, в частности, определение коэффициента работы ψ . Действительно, в области больших значений φ коэффициент ψ может быть определен достаточно точно, так как ошибка при определении коэффициента дисковых

потерь α_d почти не влияет (ввиду малости α_d), а коэффициент перетеканий α_n ничтожно мал. Используя опытные данные, можно найти условную величину $(\varphi\psi)_0$ на режиме нулевого расхода (путем линейной экстраполяции опытных кривых).

График зависимости $(\varphi\psi)_0$ от числа z_p рабочих лопаток приведен на рис. 52. Пользуясь этим графиком, можно найти величину $(\varphi\psi)_0$ для принятого числа рабочих лопаток, а затем по двум точкам построить график $\varphi\psi = f(\varphi)$.

Далее нетрудно подсчитать коэффициент работы

$$\psi = \frac{(\varphi\psi)_0}{\varphi}.$$

Коэффициент φ можно также определять и чисто расчетным путем. Обозначая произведение коэффициентов подачи и работы и коэффициент подачи на режиме больших его значений соответ-

ственно через $(\varphi\psi)_p$ и φ_p и принимая линейную зависимость $\varphi\psi$ от φ , находим

$$\varphi\psi = (\varphi\psi)_0 + \frac{\varphi_p}{\varphi_p} [(\varphi\psi)_p - (\varphi\psi)_0]$$

и

$$\psi = \frac{(\varphi\psi)_p - (\varphi\psi)_0}{\varphi_p} + \frac{(\varphi\psi)_0}{\varphi}. \quad (50)$$

Другие характеристики — $\eta_{a,K}^*$ и ψ_a^* — не могут быть определены таким простым образом, однако, не зная коэффициента работы, нельзя найти $\eta_{a,K}^*$ и ψ_a^* с удовлетворительной степенью точности.

Приведенные характеристики

Приведенные характеристики, будучи размерными, удобны при проведении практических расчетов. Однако в отличие от обычных размерных характеристик *приведенные характеристики не зависят от начальных параметров воздуха*. Это объясняется тем обстоятельством, что приведенные параметры пропорциональны соответствующим безразмерным параметрам, т. е. получаются из безразмерных путем умножения на постоянные (размерные) величины. Приведенное число оборотов n_n и приведенный объемный расход V_n пропорциональны числам Маха, подсчитанным соответственно по u_2 и c_{m0} :

$$n_n = n \sqrt{\frac{T_n}{T_0}}; \quad V_n = V_0 \sqrt{\frac{T_n}{T_0}}. \quad (51)$$

Приведенная плотность воздуха

$$\rho_n = \frac{p_n}{RT_n}.$$

Приведенный массовый расход газа

$$G_n = \rho_n V_n = G \frac{p_n}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T_n}}. \quad (52)$$

Приведенная работа

$$L_{a,n} = L_a \frac{T_n}{T_0}.$$

Приведенная мощность

$$N_n = G_n L_n = N \frac{p_n}{p_0} \sqrt{\frac{T_n}{T_0}}. \quad (53)$$

Располагая обычными размерными характеристиками, с помощью соответствующих формул можно рассчитать приведенные характеристики и, наоборот, по приведенным характеристикам легче рассчитать обычные характеристики для любых заданных условий работы нагнетателя.

Более подробные сведения о приведенных характеристиках можно найти в специальной литературе [23].

27. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

При анализе течения воздуха в рабочих колесах и диффузорах нагнетателя использовались опытные зависимости, полученные на основании испытаний нагнетателей. Эти зависимости в некоторых случаях имеют частный характер; поэтому представляет интерес изучение полученных опытным путем исходных характеристик, из которых следуют опытные зависимости, приведенные выше. Кроме того, изучение опытных характеристик дает представление о влиянии соотношения геометрических размеров нагнетателя на его эффективность. Отметим попутно, что такие данные, приведенные в литературе, весьма ограничены.

Ниже приводятся результаты нескольких серий опытов, в каждой из которых выяснялось влияние какого-либо фактора (числа рабочих лопаток, угла β_{1a} и др.) на характеристики нагнетателей.

Следует отметить, что оценка к. п. д. производилась в основном по данным измерений температуры воздуха перед рабочим колесом и на выходе из нагнетателя. Температура измерялась системой термпар с точностью до $0,4^\circ \text{C}$. В целях контроля часть экспериментов производилась с измерением момента на валу, причем значения к. п. д., найденные по температурам и моменту, отличаются не более чем на $1-1,5\%$.

Среднеквадратическая погрешность при определении к. п. д. не превышает $\pm 1,0\%$.

Влияние числа рабочих лопаток

Для определения влияния числа рабочих лопаток на характеристики рабочего колеса и нагнетателя были произведены исследования нагнетателя с шестью рабочими колесами, отличающимися только числом рабочих лопаток. Результаты этих исследований приведены на рис. 53 и 54.

На рис. 53 изображены характеристики рабочего колеса. С ростом числа рабочих лопаток наблюдается увеличение максимального к. п. д. рабочего колеса; при числе лопаток $z_p = 14$ к. п. д. $\eta_{a.p}^* = 0,83$. По-видимому, дальнейшее увеличение числа рабочих лопаток привело бы к некоторому увеличению к. п. д. Однако при диаметре рабочих колес $d_z < 135 \text{ мм}$ увеличение числа

рабочих лопаток более 14 связано с технологическими трудностями.

Оптимальная величина коэффициента подачи φ уменьшается с увеличением числа лопаток: если при $z_p = 4$ $\varphi_{opt} = 0,28$, то

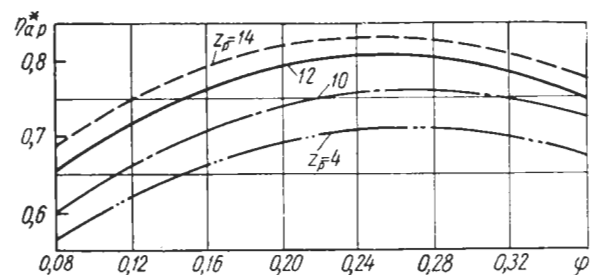


Рис. 53. Характеристики рабочего колеса при различном числе рабочих лопаток z_p

при $z_p = 14$ $\varphi_{opt} = 0,24$. Это означает, что с увеличением числа рабочих лопаток возрастает оптимальный угол атаки, что легко

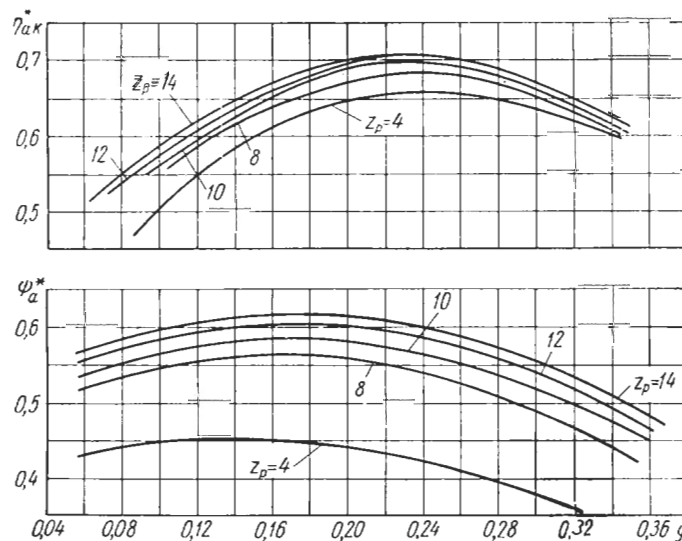


Рис. 54. Характеристики нагнетателей с различным числом рабочих лопаток

объясняется физически. В случае малого числа лопаток увеличивается возможность отрыва потока (вблизи входных кромок); уменьшение угла атаки препятствует отрыву потока и, следова-

тельно, резкому возрастанию потерь. Поэтому при малом числе рабочих лопаток минимальные потери достигаются при сравнительно больших значениях коэффициента подачи, несмотря на возрастание относительной скорости ω_1 . Отметим, что при числе рабочих лопаток $z_p = 14$ оптимальный угол атаки $i_p = 6,5^\circ$.

Изменение характеристик рабочего колеса приводит к изменению характеристик всего нагнетателя. Характеристики нагнетателя с различным числом рабочих лопаток приведены на рис. 54. Как коэффициент изоэнтропического напора ψ_a^* , так и к. п. д. нагнетателя $\eta_{a.k}^*$ возрастают с увеличением числа рабочих лопаток. Характерно, что максимальное значение напора ψ_a^* достигается при меньших величинах коэффициента подачи, чем максимальное значение к. п. д. $\eta_{a.k}^*$. Это обстоятельство может быть объяснено следующим образом: изоэнтропический напор ψ_a^* зависит от величины гидравлических потерь, а на к. п. д. $\eta_{a.k}^*$ влияют также утечки и дисковые потери, доля которых заметно увеличивается с уменьшением коэффициента подачи ϕ .

Приведенные выше графики на фиг. 44—46 и 51 и 52 построены на основании характеристик, изображенных на рис. 53 и 54. Кроме того, при их построении использовались результаты испытаний нагнетателей, не приводимые в настоящей книге.

Влияние закона изменения площади проходного сечения рабочего колеса вдоль средней линии

С целью выяснения влияния закона изменения площади F проходного сечения рабочего колеса на характеристики нагнетателя была проведена серия опытов с рабочими колесами, отличающимися формой внутреннего меридионального обвода (рис. 55).

Законы изменения площадей проходного сечения $\bar{F} = \frac{F}{F_1}$ вдоль средней линии каналов изображены на рис. 56, причем

$$F = \pi d_{cp} e$$

(размеры d_{cp} и e показаны на рис. 40).

В целях простоты принято $\tau = 1$.

Площадь F в рабочем колесе 1 уменьшается в средней части канала на 20%, в колесе 2 — примерно на 5%; в остальных вариантах она увеличивается в середине канала, причем в колесе 4 это увеличение достигает 18% F_1 (где F_1 — площадь на входе в колесо).

Характеристики нагнетателей с рассмотренными выше рабочими колесами приведены на рис. 57, согласно которому закон изменения площадей проходных сечений вдоль средней линии каналов значительно влияет на характеристики нагнетателей, особенно в области больших расходов. Увеличение отношения $\frac{F_{\max}}{F_1}$ до единицы вызывает возрастание максимального к. п. д. нагнетателя, а также величин $\eta_{a.k}^*$ и ψ_a^* в области больших коэффициентов подачи. Дальнейшее увеличение отношения $\frac{F_{\max}}{F_1}$

нецелесообразно, так как вызывает снижение напора и к. п. д. На основании приведенных опытов можно рекомендовать закон изменения площадей, близкий к принятому в колесе 3 (см. рис. 55). Расчеты показывают, что с увеличением отноше-

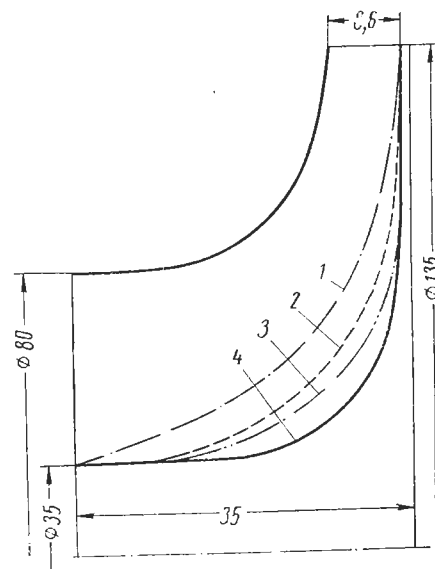


Рис. 55. Рабочие колеса с различными формами меридиональных обводов:

$$1 - \frac{F_{\max}}{F_1} = 0,8; \quad 2 - \frac{F_{\max}}{F_1} = 0,95; \\ 3 - \frac{F_{\max}}{F_1} = 1; \quad 4 - \frac{F_{\max}}{F_1} = 1,18.$$

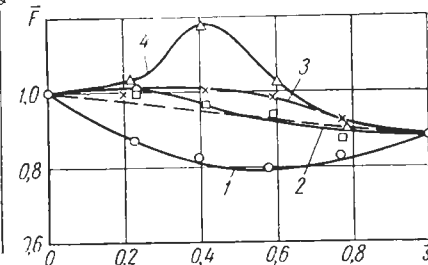


Рис. 56. Распределение площади проходного сечения рабочих колес вдоль средней линии. Обозначения те же, что и на рис. 55

ния $\frac{F_{\max}}{F}$ распределение скоростей вдоль меридиональных обводов рабочего колеса становится менее благоприятным. В данном отношении наиболее целесообразно рабочее колесо 2 с малым изменением площадей. Однако с увеличением отношения $\frac{F_{\max}}{F_1}$ возрастает средняя ширина лопаток, что приводит к уменьшению доли концевых потерь и утечек в зазорах между рабочими лопатками и корпусом. По-видимому, вначале при увеличении отношения $\frac{F_{\max}}{F_1}$ более резко сказывается влияние снижения концевых потерь,

а начиная с $\frac{F_{\max}}{F_1} = 1$ — влияние увеличения профильных потерь вследствие возрастания градиентов скоростей в межлопаточных каналах.

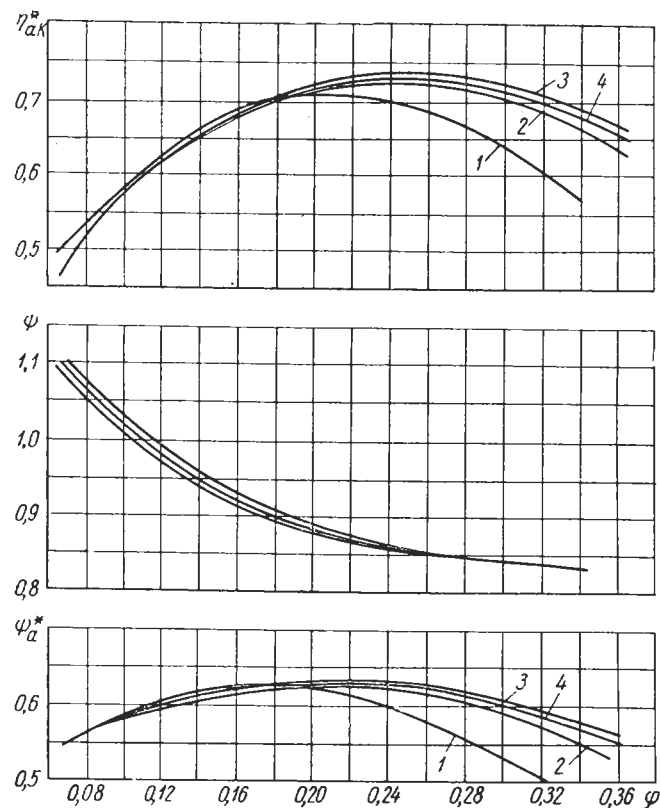


Рис. 57. Характеристики нагнетателей с рабочими колесами, отличающимися формой внутреннего меридионального обвода. Обозначения те же, что и на рис. 55

Влияние входного угла рабочих лопаток $\beta_{1л}$

Известно, что увеличение угла $\beta_{1л}$ благоприятно влияет на характеристики нагнетателей. Однако о степени этого влияния и особенно о величине оптимальных углов атаки при различных углах $\beta_{1л}$ данные, насколько известно, отсутствуют.

Вследствие этого в НАМИ выполнены специальные исследования по изучению влияния величины входного угла рабочих лопаток $\beta_{1л}$ на характеристики нагнетателей. Четыре испытанных рабочих колеса имели одинаковые меридиональные обводы,

такие же как у колеса 2 (рис. 55). Число рабочих лопаток колес также было одинаково ($z_p = 14$); диффузор и воздухосборник были одни и те же. Испытанные рабочие колеса отличались только величиной входного угла $\beta_{1л}$, изменявшегося в пределах 18—42° на диаметре $d_{1с}$.

Характеристики нагнетателей приведены на рис. 58. При малых коэффициентах подачи, как и следовало ожидать, эффективность рабочих колес с меньшими углами $\beta_{1л}$ выше, чем у колес с боль-

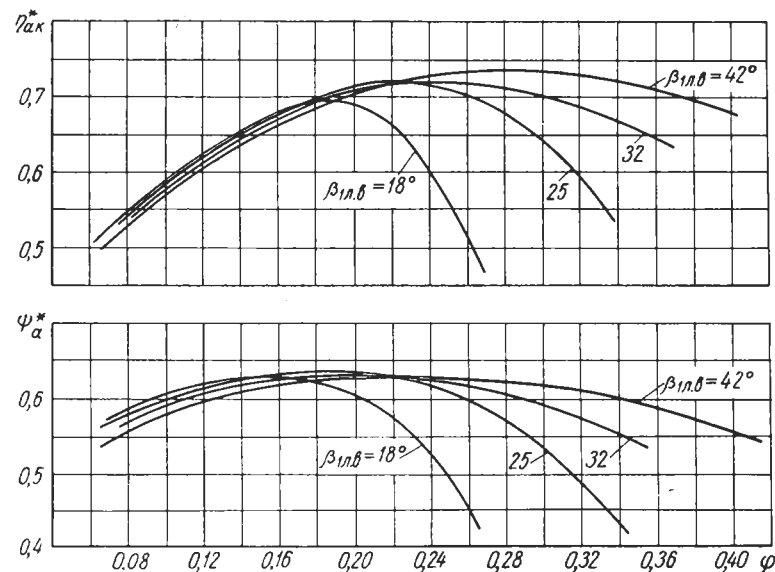


Рис. 58. Характеристики нагнетателей с различным углом входа рабочих лопаток

шими углами. Однако максимальный к. п. д. заметно возрастает с увеличением угла $\beta_{1л}$. Так, при увеличении этого угла с 18 до 42° к. п. д. $\eta_{ακ \max}^*$ возрастает с 69 до 73 %. Следует также отметить, что характеристики нагнетателей при больших углах $\beta_{1л}$ становятся более пологими. Некоторое снижение максимальной величины коэффициента напора с увеличением угла $\beta_{1л}$ связано с уменьшением коэффициента μ_2 (при увеличении коэффициента подачи).

Приведенные характеристики нагнетателей позволили найти зависимость оптимального угла атаки $i_{опт}$, при котором к. п. д. нагнетателя достигает максимальной величины, а также угла $i_{опт.р.}$, при котором к. п. д. рабочего колеса достигает максимальной величины от угла $\beta_{1ср}$ (см. рис. 41). Следует обратить внимание еще на одну особенность характеристик нагнетателей с большими

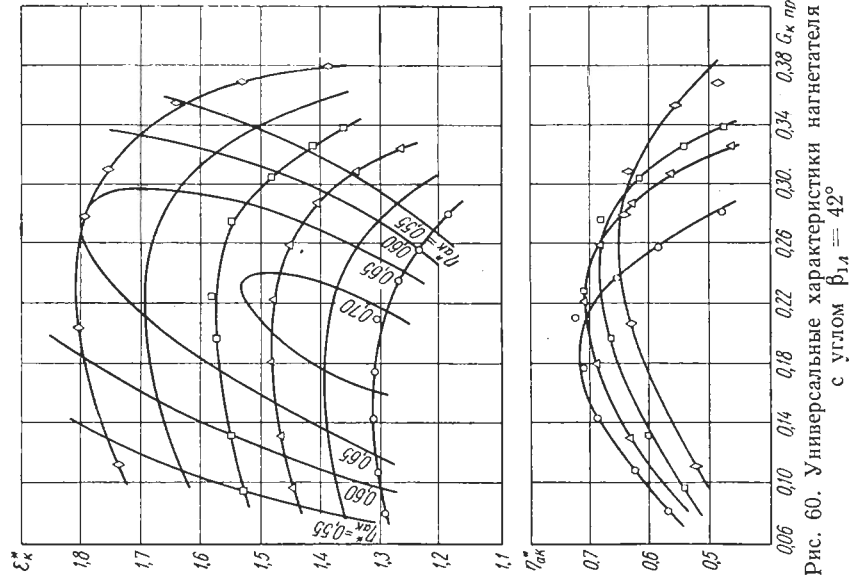


Рис. 60. Универсальные характеристики нагнетателя с углом $\beta_{1a} = 18^\circ$

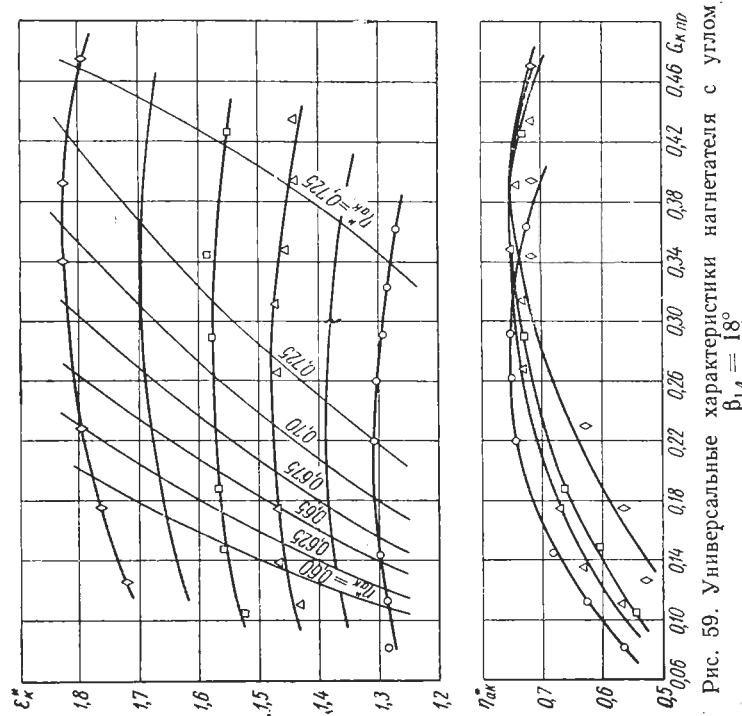


Рис. 59. Универсальные характеристики нагнетателя с углом $\beta_{1a} = 42^\circ$

углами, которая обнаруживается при изучении универсальных характеристик нагнетателей. Сравнивая универсальные характеристики нагнетателей с углом $\beta_{1a} = 18^\circ$ (рис. 59) и $\beta_{1a} = 42^\circ$ (рис. 60), замечаем следующее. При угле $\beta_{1a} = 18^\circ$ с увеличением приведенного числа оборотов происходит заметное снижение к. п. д. нагнетателя. Так, например, при $n_n = 36\,000$ об/мин (~ 3745 рад/сек) максимальный к. п. д. нагнетателя достигает 70%, а при $n_n = 42\,000$ об/мин (~ 4370 рад/сек) к. п. д. снижается до 65%. Иначе обстоит дело с характеристиками нагнетателя, у которого $\beta_{1a} = 42^\circ$ (рис. 60). В этом случае максимальный к. п. д. около 75% сохраняется неизменным в широком диапазоне чисел оборотов.

Итак, при больших входных углах лопаток β_{1a} к. п. д. нагнетателя мало изменяется с увеличением числа оборотов. Это обстоятельство необходимо учитывать при проектировании нагнетателей с большим отношением давлений.

Сравнительно малое изменение к. п. д. нагнетателя с большими углами β_{1a} при увеличении числа оборотов обусловлено двумя обстоятельствами. Во-первых, при больших углах β_{1a} коэффициент заполнения сечения τ выше, чем при малых углах (при той же толщине лопаток). Во-вторых, диффузность межлопаточных каналов уменьшается с увеличением угла β_{1a} . Оба эти обстоятельства имеют важное значение именно при больших числах Маха, т. е. при больших приведенных числах оборотов.

Влияние отношения меридиональных скоростей в рабочем колесе при $b_2 = \text{const}$

С целью исследования влияния отношения меридиональных скоростей $\frac{c_{2m}}{c_{1m}}$ на характеристики нагнетателя были испытаны четыре варианта рабочих колес, получаемых из исходного колеса путем подрезки рабочих лопаток по схеме, изображенной на рис. 61. Во всех случаях ширина b_2 рабочих лопаток (и безлопаточного диффузора) на выходе одинакова и равна 7,5 мм, что при диаметре $d_2 = 130$ мм соответствует отношению $\bar{b}_2 = 0,058$. С уменьшением ширины b_1 лопаток на входе средний угол β_{1a} увеличивался.

Геометрические характеристики испытанных вариантов рабочих колес приведены в табл. 4.

При анализе характеристик нагнетателей с различным диаметром входа (рис. 62) следует помнить, что во всех случаях ширина рабочих лопаток b_2 одинакова. Как следует из рис. 62, изменение отношения скоростей $\frac{c_{2m}}{c_{1m}}$ более чем в 2 раза практически не приводит к изменению максимального к. п. д. нагнетателя. Влияние отношения диаметров $\frac{d_{1a}}{d_2}$ сказалось главным образом

Геометрические характеристики рабочих колес
с переменным диаметром

Параметры	Номер рабочего колеса (рис. 61)			
	1	2	3	4
d_{1a} в мм	98	86	78	64
$\frac{d_{1a}}{d_2}$	0,7	0,615	0,556	0,456
$\beta_{1a.a}$ в град	24	29	33	39
$\beta_{1a.cр}$ в град	35	38	42	46
$\frac{c_{2m}}{c_{1m}}$	1,57	1,20	0,94	0,58

на величине оптимального коэффициента подачи, возросшего от $\Phi_{onm} = 0,23$ для $\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,7$ до $\Phi_{onm} = 0,3$ для $\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,456$. Это объясняется тем, что с уменьшением диаметра d_{1a} при условии сохранения скорости c_{1m} (коэффициента подачи Φ) уменьшается угол выхода потока из рабочего колеса α_2 (вследствие снижения скорости c_{2m}), что приводит к увеличению потерь в безлопаточном диффузоре и, следовательно, к уменьшению к. п. д. Поэтому максимальный к. п. д. достигается при больших значениях коэффициента подачи.

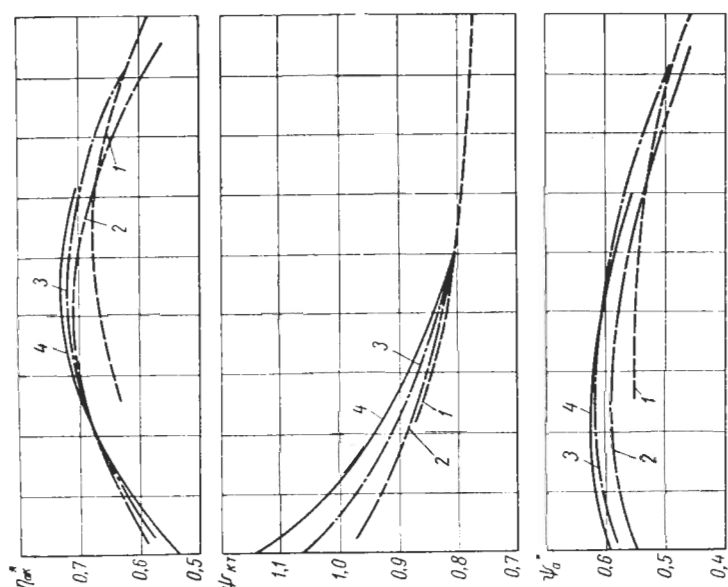
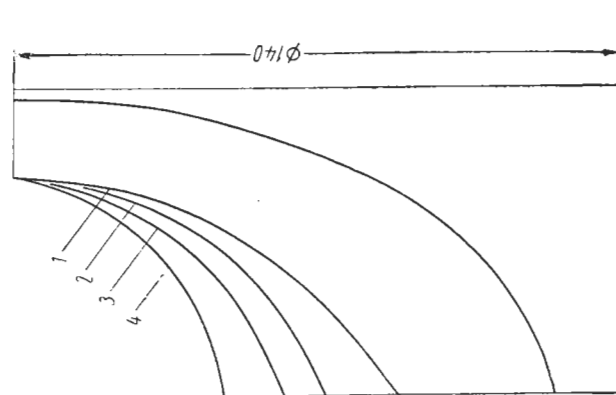
Следует также отметить, что расход воздуха на режиме максимального к. п. д. при переходе от рабочего колеса 1 (см. рис. 61) к колесу 4 уменьшается более чем в 2 раза (от 0,46 до 0,21 кг/сек). К. п. д. нагнетателя при этом практически не изменяется, поэтому модификации нагнетателя могут быть получены путем срезания рабочих лопаток по схеме, изображенной на рис. 61.

Итак, при сохранении постоянной ширины рабочих лопаток на выходе из рабочего колеса отношение диаметров в пределах $0,45 < \frac{d_{1a}}{d_2} < 0,6$ практически не влияет на величину максимального к. п. д. нагнетателя.

Очевидно также, что в тех случаях, когда при обычном отношении $\frac{c_{2m}}{c_{1m}} \approx 1$ ширина лопаток b_2 оказывается слишком малой, целесообразно уменьшать отношение скоростей до значений $\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 0,6 \div 0,7$, что позволяет увеличить ширину b_2 .

Влияние ширины рабочих лопаток b_2 при $d_{1a} = \text{const}$

Влияние ширины рабочих лопаток b_2 на характеристики нагнетателя исследовалось по данным испытаний пяти вариантов рабочих колес, полученных путем подрезки лопаток в области

Рис. 62. Характеристики нагнетателей с различным отношением $\frac{d_{1a}}{d_2}$. Обозначения те же, что и на рис. 61Рис. 61. Меридиональные обводы рабочих колес с различным отношением $\frac{d_{1a}}{d_2}$

$\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,7$; 2 — $\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,615$;
3 — $\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,556$; 4 — $\frac{d_{1a}}{d_2} = 0,456$

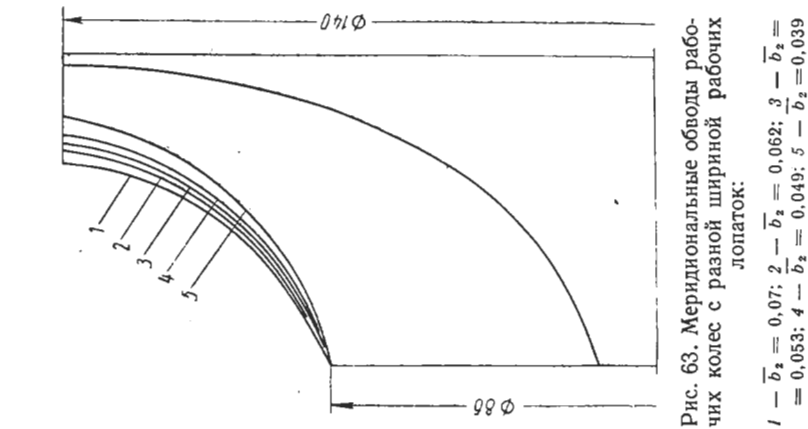


Рис. 63. Меридиональные обводы рабочих колес с разной шириной лопаток:

1 — $\bar{b}_2 = 0,07$; 2 — $\bar{b}_2 = 0,062$; 3 — $\bar{b}_2 = 0,053$; 4 — $\bar{b}_2 = 0,049$; 5 — $\bar{b}_2 = 0,039$

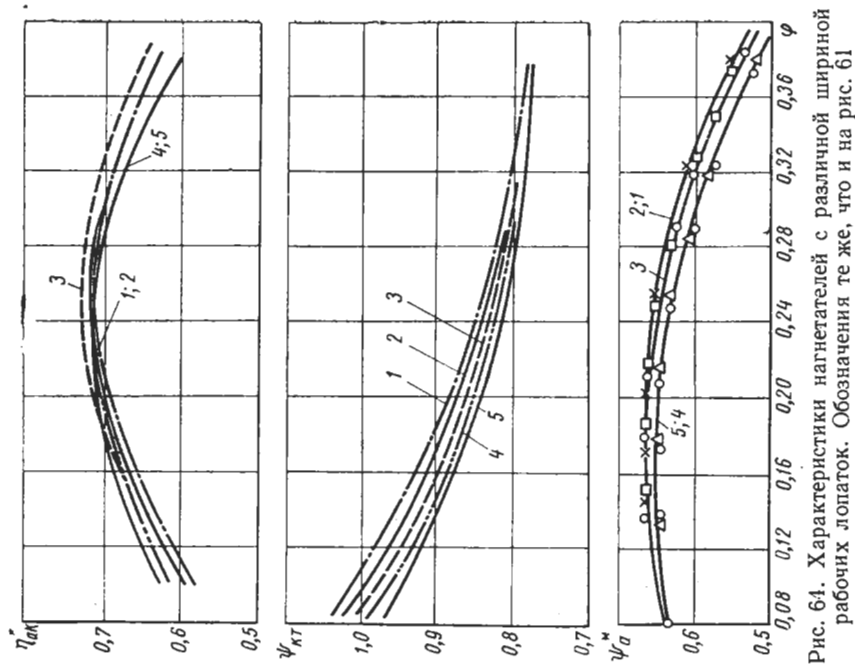


Рис. 64. Характеристики нагнетателей с различной шириной рабочих лопаток. Обозначения те же, что и на рис. 61

выходного сечения. Меридиональные обводы испытанных рабочих колес изображены на рис. 63. Отношение скоростей находилось в пределах $0,95 < \frac{c_{2m}}{c_{1m}} < 1,6$, что позволяет пренебречь влиянием этого отношения на характеристики и считать, что решающее влияние оказывает отношение $b_2 = \frac{b_2}{d_2}$.

Характеристики нагнетателя при различной ширине лопаток и постоянных диаметрах входа $d_{1в}$ и $d_{1к}$ приведены на рис. 64. Результаты испытаний четко указывают на наличие оптимального отношения $\bar{b}_{2опт} \approx 0,05$, однако изменение $\bar{b}_2$ в широких пределах (0,04—0,07) оказывает сравнительно небольшое влияние на к. п. д. Согласно рис. 64 изменение максимального к. п. д. не превышает 2%.

Сравнение характеристик нагнетателей с лопаточными и безлопаточными диффузорами

Известно, что нагнетатели с безлопаточными диффузорами имеют более пологие характеристики и более низкий к. п. д., чем нагнетатели с лопаточными или канальными диффузорами. Поэтому при выборе типа диффузора необходимо располагать характеристиками нагнетателей и, кроме того, знать возможный диапазон изменения режимов работы нагнетателей.

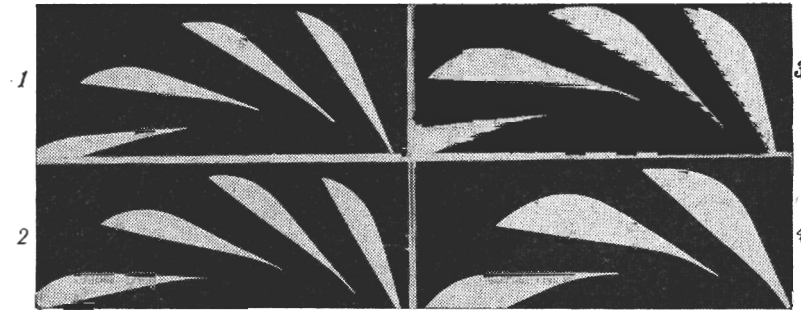


Рис. 65. Испытанные канальные диффузоры:

1 — $\alpha_{3\delta} = 21^\circ 30'$; 2 — $\alpha_{3\delta} = 20^\circ$; 3 — $\alpha_{3\delta} = 16^\circ 30'$; 4 — $\alpha_{3\delta} = 14^\circ 30'$

В НАМИ было исследовано четыре варианта лопаточных диффузоров, отличающихся главным образом входным углом $\alpha_{3н}$ (рис. 65). Результаты испытаний нагнетателей с этими диффузорами изображены на рис. 66. Кроме того, на рис. 66 приведена характеристика нагнетателя с тем же рабочим колесом, но с безлопаточным диффузором. Как и следовало ожидать, характеристики нагнетателей с лопаточными диффузорами более крутые,

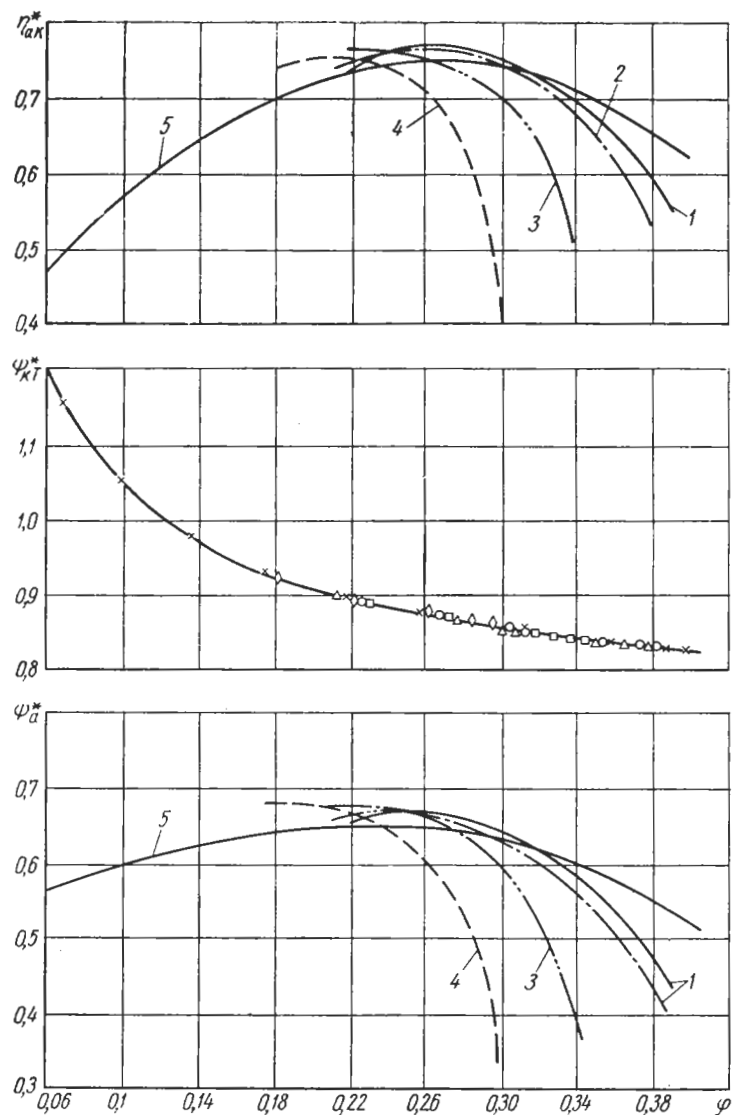


Рис. 66. Характеристики нагнетателя с различными диффузорами:
 1—4—канальные диффузоры, характеристики которых приведены на рис. 65;
 5 — безлопаточный диффузор

чем с безлопаточными. Однако максимальный к. п. д. нагнетателей с лопаточным диффузором на 2—3% выше, чем у нагнетателя с безлопаточным диффузором. Изменяя угол установки лопаток, можно изменять величину оптимального коэффициента подачи практически без снижения к. п. д. Так, согласно рис. 66 переход от диффузора 4 к диффузору 1 позволяет увеличить оптимальный коэффициент подачи $\varphi_{опт}^*$ (и соответственно расход воздуха) от 0,21 до 0,27; к. п. д. $\eta_{ак}^*$ при этом изменяется от 0,76 до 0,775.

Глава IV

РАДИАЛЬНО-ОСЕВАЯ ТУРБИНА

28. УСТРОЙСТВО РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Как известно, в турбокомпрессорах турбина служит для привода нагнетателя, подающего воздух в двигатель внутреннего сгорания. При малых мощностях турбин, применяемых для наддувных агрегатов автомобильных двигателей, как правило, предпочитают радиальные (центробежные) турбины, которые имеют ряд преимуществ по сравнению с аксиальными турбинами при относительно малых расходах газа, характерных для двигателей данного класса. Помимо технологических преимуществ (простоты изготовления элементов путем точного литья сопловых аппаратов и рабочих колес), использование таких турбин позволяет добиться более высокого к. п. д. турбокомпрессора. Это объясняется следующей особенностью радиальных (центробежных) турбин.

Использованное теплопадение на рабочих лопатках осевой турбины зависит от изменения кинетической энергии в относительном движении:

$$(L_{i.p})_{om} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2},$$

где w_1 — относительная скорость перед рабочим колесом (на среднем диаметре d_{1cp});

w_2 — относительная скорость за рабочим колесом (на среднем диаметре d_{2cp}).

Теплопадение на рабочих лопатках радиально-осевой турбины зависит, кроме относительных скоростей w_1 и w_2 , и от изменения окружных скоростей (действия центробежных сил):

$$(L_{i.p})_{pm} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2},$$

где u_1 и u_2 — окружные скорости в соответствующих сечениях.

Если сравнение производить при одинаковых теплопадениях, то очевидно, что уровень относительных скоростей в рабочем колесе радиально-осевой турбины меньше, чем в осевой. Так как потери в рабочем колесе зависят главным образом от относитель-

ных скоростей, то очевидно, что потери в рабочем колесе радиально-осевой турбины должны быть меньше, чем в рабочем колесе осевой турбины. Более глубокий анализ показывает, что концевые потери, связанные с конечной высотой лопаток, значительно меньше в радиальной турбине. Это преимущество особенно важно при малых высотах лопаток, т. е. при малых расходах газа через турбину.

Принципиальная схема турбины (которую будем кратко называть радиальной, но которую правильнее называть радиально-осевой) изображена на рис. 67.

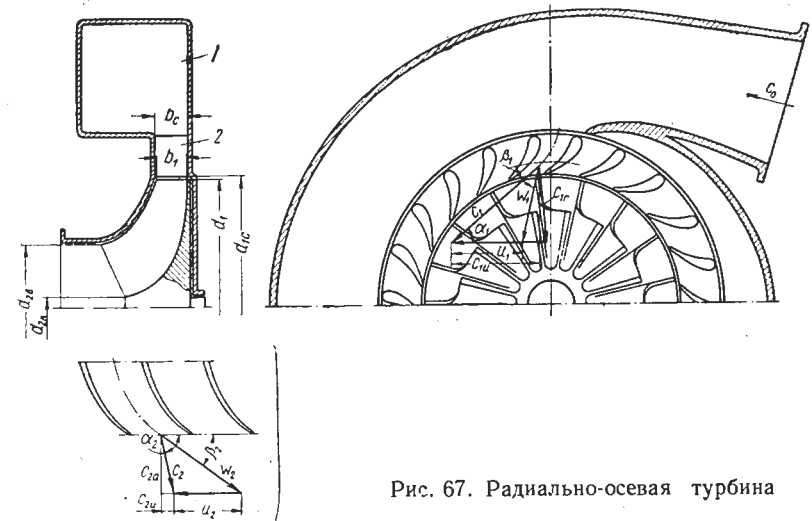


Рис. 67. Радиально-осевая турбина

Газ из двигателя поступает во входную улитку 1, обеспечивающую равномерный подвод газа к направляющему аппарату 2, в котором скорость увеличивается от c_0 (на входе в улитку) до c_1 , причем угол выхода потока должен составлять небольшую величину: $\alpha_1 = 15 \div 25^\circ$.

На рис. 67 показана схема турбины с простейшей входной улиткой, имеющей один подвод газа и лопаточный направляющий (сопловой) аппарат. В действительности входные аппараты обычно выполняются с двумя или даже с четырьмя подводами, а лопатки могут отсутствовать. Эти вопросы более подробно рассмотрены ниже.

Расширение газа в направляющем аппарате происходит без совершения работы и отдачи тепла (если не учитывать весьма незначительной теплоотдачи через стенки корпуса и по валу); поэтому температура торможения остается неизменной:

$$T^* = T_0 + \frac{c_0^2}{2c_p} = T_1 + \frac{c_1^2}{2c_p} = \text{const.} \quad (54)$$

Индекс 0 относится к параметрам перед турбиной, а 1 — перед рабочим колесом.

Разумеется, давление газа уменьшается ($p_1 < p_0$), причем ввиду малых потерь процесс расширения близок к изоэнтропическому.

Из направляющего аппарата газ поступает на рабочее колесо, где кинетическая и потенциальная энергии газа частично преобразуются в механическую работу.

Полезная работа на лопатках определяется, как известно, по уравнению Эйлера:

$$L_a = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}, \quad (55)$$

где c_{1u} и c_{2u} — окружные составляющие абсолютной скорости соответственно на входе в рабочее колесо и на выходе из него.

Обычно входной угол рабочих лопаток $\beta_{1a} = 90^\circ$ по условиям прочности, а также простоты изготовления, поэтому принимают $c_{1u} \approx u_1$. Согласно треугольникам скоростей на входе в рабочее колесо при $c_{1u} = u_1$ угол входа β_1 (в относительном движении) равен 90° , т. е. направления входной кромки лопаток и потока совпадают. И опыт и теория показывают, что минимальные потери достигаются при близких углах β_1 и β_{1a} (но не совпадающих).

Окружная составляющая c_{2u} абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса обычно принимается близкой к нулю. Абсолютная скорость согласно треугольникам скоростей (рис. 67)

$$c_2 = \sqrt{c_{2m}^2 + c_{2u}^2}$$

(где c_{2m} — меридиональная проекция скорости), поэтому условию $c_{2u} = 0$ соответствует минимальная скорость на выходе из рабочего колеса и, следовательно, минимальные потери с выходной скоростью.

Уравнение Эйлера (55) определяет энергию, сообщенную газом рабочим лопаткам. Действительная работа на валу турбины L_e (эффективная работа) меньше работы L_a на величину дисковых потерь ΔL_d и механических потерь в подшипниках ΔL_m :

$$L_e = L_a - \Delta L_d - \Delta L_m. \quad (56)$$

Механические потери ΔL_m оценивают с помощью механического к. п. д.

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_e + \Delta L_m},$$

поэтому обычно вместо формулы (56) пользуются формулой

$$L_e = \eta_m (L_a - \Delta L_d). \quad (57)$$

Величина механического к. п. д. в зависимости от типа подшипников и размеров турбины колеблется в пределах $\eta_m = 0,9 \div 0,97$.

Газ из рабочего колеса со скоростью c_2 поступает в выпускной патрубок и далее через глушитель шума в атмосферу. Очевидно, что в таких условиях кинетическая энергия выходной скорости

$$\Delta L_{e.c} = \frac{c_2^2}{2}$$

полностью потеряна. Вследствие этого выходную скорость c_2 желательно иметь достаточно малой, чтобы доля потери с выходной скоростью (по сравнению с располагаемым теплопадением) была небольшой. Однако это требование находится в противоречии с требованием обеспечения минимальных размеров турбины. Поэтому при выборе величины скорости c_2 приходится идти на компромиссное решение.

29. ВХОДНЫЕ ПАТРУБКИ (УЛИТКИ)

По условиям компоновки турбокомпрессора, а также с целью максимального использования энергии импульсного течения в газопроводах перед турбиной подвод газа к турбине обычно осуществляется одним, двумя или

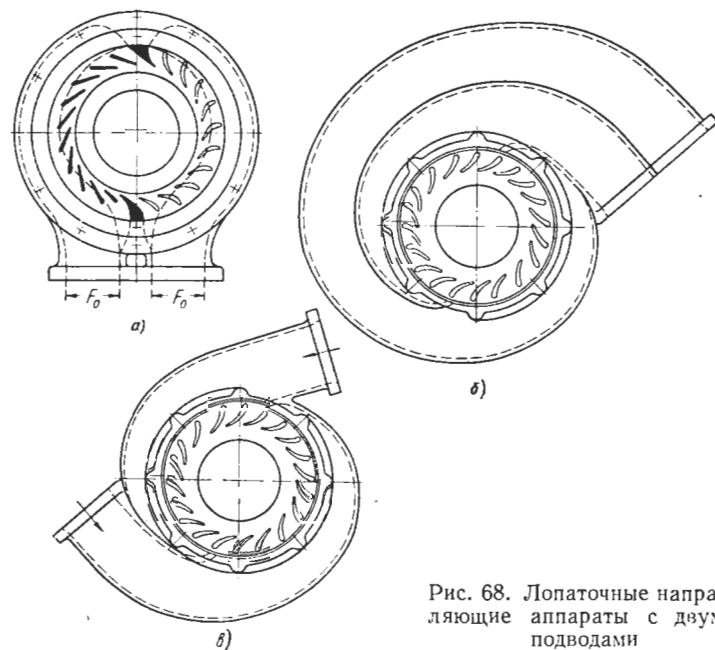


Рис. 68. Лопаточные направляющие аппараты с двумя подводами

реже четырьмя патрубками. На рис. 68, а показаны два патрубка, один из которых подает газ в направлении вращения ротора, а другой — в противоположном направлении. В этом случае потери в подводящих патрубках будут небольшими, однако поло-

вина лопаток соплового аппарата должна поворачивать поток на угол значительно больше 90° . Потери в этих соплах также будут больше, чем при подводе газа в направлении вращения ротора. Для уменьшения потерь в соплах часто профили левой и правой групп сопел (рис. 68, а) делают разной формы.

Если скорости во входных патрубках невелики, то более целесообразно оба патрубка располагать так, как показано на рис. 68, б, с подводом газа в обоих патрубках в направлении вращения ротора. В этом случае обе группы сопел находятся в одинаковых условиях работы и поэтому профили их одинаковы. Увеличение потерь в одном из патрубков при малых скоростях c_0 невелико.

Весьма целесообразна компоновка патрубков, изображенная на рис. 68, в, применяемая в двигателях с V-образным расположением цилиндров. Эта схема может применяться в случае весьма больших скоростей c_0 (в «импульсных» системах), при этом не наблюдается заметного увеличения потерь в патрубках и соплах.

Ориентировочная оценка потерь в подводящих патрубках может производиться по формуле

$$\Delta L_{ex} = \zeta_{ex} \frac{c_0^2}{2}, \quad (58)$$

где ζ_{ex} — коэффициент потерь, зависящий от компоновки патрубков и их числа; $\zeta_{ex} = 0,10 \div 0,15$ для схем, изображенных на рис. 68, а и в; $\zeta_{ex} = 0,15 \div 0,20$ для схемы, показанной на рис. 68, б;

c_0 — средняя скорость во входном патрубке (улитке).

При малых скоростях c_0 потери во входных патрубках невелики и мало зависят от формы патрубков. Однако, несмотря на это, к форме входных патрубков и закону изменения проходных сечений в них необходимо предъявлять определенные требования даже при малых скоростях c_0 . Это объясняется тем, что от формы патрубков и закона изменения площадей зависит распределение скоростей на входе в сопловой аппарат и, что не менее важно, равномерность распределения газа по окружности. Это означает, что при неудачной форме патрубков могут значительно вырасти потери в сопловом аппарате и потери при входе в колесо турбины.

Таким образом, входные патрубки (улитки) должны иметь малые потери и, кроме того, обеспечивать: а) равномерный подвод газа в окружном направлении; б) примерно постоянный (с колебаниями до $\pm 10-20^\circ$) угол потока перед соплами. Последнее требование, не существенное при малых скоростях c_0 , становится весьма важным при больших скоростях c_0 , соизмеримых со скоростью на выходе из сопел c_1 .

Как правило, применяют патрубки такой формы, которая обуславливает минимальные радиальные габариты турбины. Такие патрубки далеко не всегда обеспечивают хорошую организацию потока перед соплами. Так, например, часто применяют вход-

ные патрубки прямоугольного сечения (рис. 69, а). В патрубках такой формы образуются сложные вторичные течения, увеличивающие потери в патрубках и особенно на входе в сопловой аппарат (вследствие резкого поворота потока). Опыты, выполненные в НАМИ, показали, что турбина с патрубком прямоугольного сечения имеет низкий к. п. д. Для выяснения причин снижения к. п. д. конфигурация патрубка была изменена: закрыта часть сечения ниже уровня входных кромок сопел (закрытая часть сечения на рис. 69, а заштрихована). Испытания показали, что, несмотря на увеличение скоростей в патрубке, к. п. д. турбины повысился на несколько процентов. На основании этих опытов можно рекомендовать форму сечения патрубков, изображенную на рис. 69, б. При такой форме габаритные размеры машины невелики и обеспечивается нормальный подвод газа к соплам.

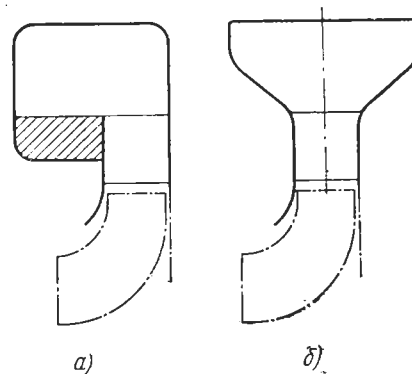


Рис. 69. Формы входных улиток:
а — применяемая; б — рекомендуемая

Равномерный подвод газа по окружности обуславливается правильным выбором закона изменения площадей проходных сечений вдоль окружности. По опытам НАМИ хорошие результаты получаются в том случае, если принимать линейный закон изменения площадей, а минимальную площадь $F_{\min}$ (см. рис. 68) выбирать из условия

$$\frac{F_{\min}}{F_0} = 0,05 \div 0,15.$$

30. ЛОПАТОЧНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Как уже указывалось, в направляющем аппарате происходит частичное преобразование потенциальной энергии газа в кинетическую, вызывающее увеличение скорости газа от c_0 до c_1 . Кроме того, направляющий аппарат должен обеспечивать заданный угол выхода потока $\alpha_1 = 15 \div 25^\circ$, величина которого определяется при установлении основных габаритных размеров турбины (см. раздел «Определение основных размеров турбины и нагнетателя»).

Лопаточные аппараты характеризуются формой профиля, углом установки $\alpha_{уст}$ (рис. 70), относительным шагом $\bar{l} = \frac{t_1}{l}$ (где t_1 — шаг на радиусе r_1 , l — хорда профиля) и относительным радиусом $\bar{r}_1 = \frac{r_1}{r_0}$. Как форма профилей, так и характеристики

$\alpha_{уст}$, t и $\bar{r}_1$ влияют на распределение скоростей по обводам профилей и, следовательно, на величину потерь в сопловом аппарате.

Решающее влияние на распределение скоростей и величину потерь оказывает форма профилей (рис. 71). Наиболее простыми в технологическом отношении являются профили СН-Р4 в форме тонких дужек, а также в виде пластинок с заостренными концами СН-Р1. Применяют также профили СН-Р6 в форме клина. Однако потери в сопловых аппаратах с клиновидными профилями согласно опытам МЭИ [9], примерно вдвое больше, чем в сопловых

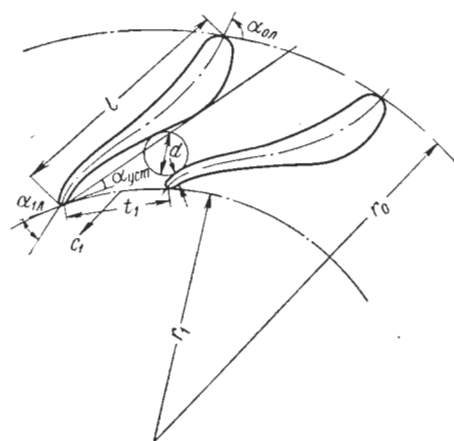


Рис. 70. Лопаточный направляющий аппарат

аппаратах с профилями МЭИ СП-Р1, СП-Р2 и СП-Р3. Сопловые аппараты МЭИ характеризуются коэффициентом потерь $\zeta = 1 - \varphi^2$ (где φ — коэффициент скорости), составляющим 4—2% в зависимости от числа Маха $M_1 = \frac{c_1}{a_1}$ (где a_1 — скорость звука за сопловым аппаратом).

Направляющие аппараты типа МЭИ целесообразно применять при малых скоростях c_0 во входных патрубках ($\frac{c_0}{c_1} \leq 0,3 \div 0,4$). Благодаря большому радиусу скругления входной кромки эти профили мало чувствительны к углу входа потока α_0 и поэтому их можно применять в широком диапазоне углов $\alpha_0 = 45 \div 135^\circ$.

При больших скоростях c_0 ($\frac{c_0}{c_1} \geq 0,5 \div 0,6$) следует применять тонкие слабо искривленные профили типа СН-Р4. Профили СН-Р2 в виде тонких дужек весьма чувствительны к углу входа потока; применение таких профилей при больших скоростях c_1 нецелесообразно.

Для построения тонких слабо искривленных профилей можно применять метод конформных отображений [9], используя в качестве исходного профиль рабочих лопаток осевых турбин с большой степенью реакции. По-видимому, целесообразнее вообще отказаться от лопаток, применяя входные патрубки специальной формы. Подробнее этот вопрос рассмотрен в следующем разделе.

Кроме формы профилей, на потери в направляющих аппаратах влияют параметры t , $\alpha_{уст}$ и $\bar{r}_1$.

Как показали опыты МЭИ [9], оптимальный шаг профилей МЭИ находится в пределах $t = 0,6 \div 0,7$. Влияние $\alpha_{уст}$ и $\bar{r}_1$ на по-

тери в направляющих аппаратах МЭИ сравнительно невелико, что позволяет использовать эти профили практически во всем целесообразном диапазоне значений углов α_1 и отношений $\bar{r}_1$:

$$\alpha_1 = 15 \div 25^\circ; \bar{r}_1 = 0,7 \div 0,8.$$

Угол установки профилей $\alpha_{уст}$ должен выбираться таким образом, чтобы обеспечить заданный угол потока α_1 .

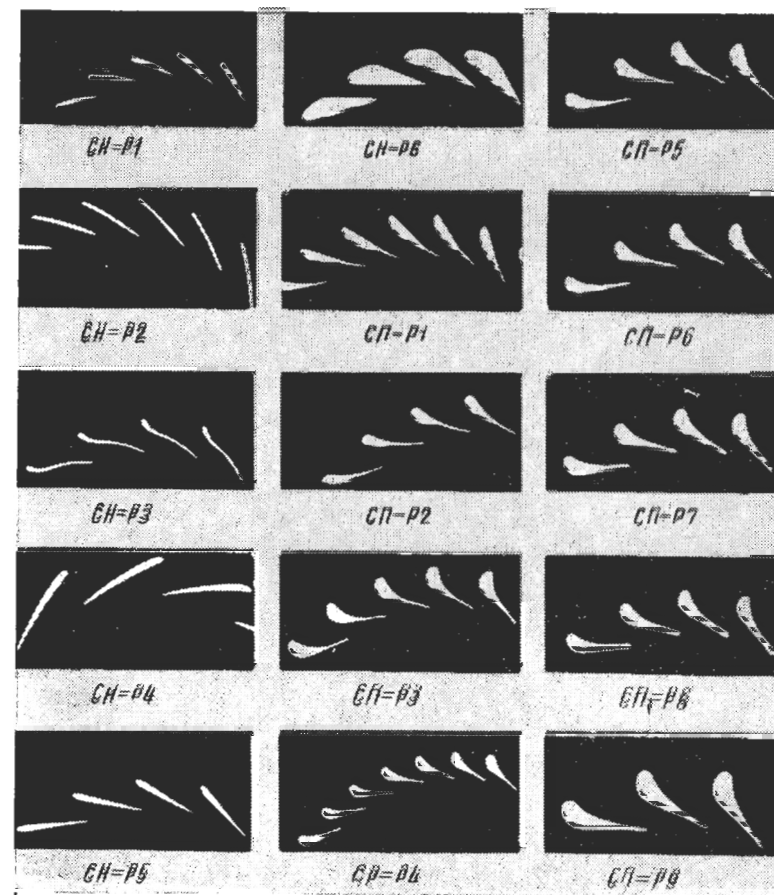


Рис. 71. Профили лопаток направляющих аппаратов

Установление зависимости между углом α_1 и геометрическими размерами профилей представляет весьма сложную задачу. Простое приближенное решение этой задачи возможно при околосоновых скоростях. Действительно, записав уравнение неразрыв-

ности для сечений в «горле» (минимальном сечении межлопаточных каналов) и на выходе из направляющего аппарата, получим

$$\tau_a b_a q_a c_a = \tau_1 b_1 t_1 \sin \alpha_1 q_1 c_1^*$$

Учитывая, что обычно торцовые стенки параллельны и, следовательно, $b_a = b_1$, заменим

$$\frac{q_a c_a}{q_1 c_1} = \frac{q_a}{q_1},$$

где q — приведенный расход;

$$q = \frac{q}{q_0} \lambda;$$

q_0 — плотность, соответствующая параметрам изоэнтропически заторможенного потока;
 λ — безразмерная скорость;

$$\lambda = \frac{c}{a_*};$$

a_* — критическая скорость.

Тогда

$$\sin \alpha_1 = \frac{\tau_a}{\tau_1} \cdot \frac{q_a}{q_1} \cdot \frac{a}{t_1}.$$

При околосвуковых скоростях $q_a \approx q_1 \approx 1$; так, при $\lambda_a = 0,9$ $q_a = 0,998$. Следовательно, приближенно можно принять

$$\sin \alpha_1 = \frac{a}{t_1} \cdot \frac{\tau_a}{\tau_1} \approx \frac{a}{t_1}. \quad (59)$$

Исследования показывают, что формула (59) дает завышенные значения угла α_1 . Согласно опытам Н. Мидзумати [12] и А. М. Лошкарева [9], а также систематическим опытам, проведенным в МЭИ и НАМИ, вместо формулы (59) целесообразно пользоваться полуэмпирической формулой

$$\sin \alpha_1 = m \sin \alpha_{1\phi}, \quad (60)$$

где

$$\sin \alpha_{1\phi} = \frac{a}{t_1}.$$

Для определения коэффициента m воспользуемся опытными данными. На рис. 72 представлена зависимость между $\sin \alpha_1$ и $\sin \alpha_{1\phi}$ по данным Мидзумати, МЭИ и НАМИ для большого количества решеток, отличающихся формой профилей, величиной относительного шага и толщиной выходных кромок профилей. Часть данных получена при испытаниях турбины, другая часть — при испытаниях изолированных направляющих аппаратов.

* Обозначения см. в гл. III.

Определение углов производилось по измеренным расходу воздуха, параметрам торможения перед решеткой и осредненным статическим давлениям за решеткой. Аналогичный метод применялся и А. М. Лошкаревым [9].

Согласно приведенным на рис. 72 данным целесообразно коэффициент m принимать следующим: $m = 0,8 \div 0,9$ для $\alpha_1 < 16 \div 18$ и $m = 0,85 \div 0,95$ для $\alpha_1 > 16 \div 18$.

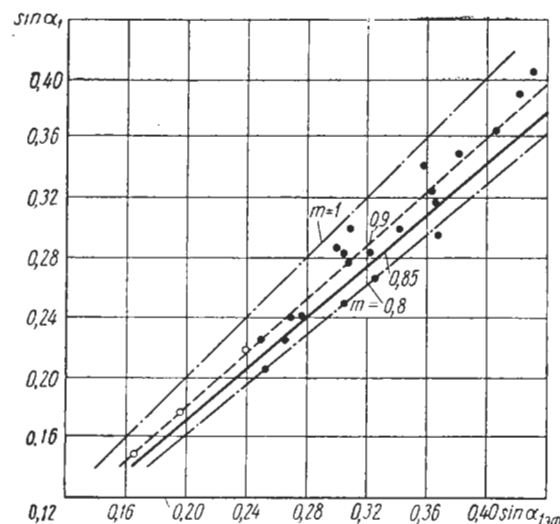


Рис. 72. Опытные значения $\sin \alpha_1$ в зависимости от $\sin \alpha_{1\phi}$:

● — опытные данные МЭИ и НАМИ; ○ — опытные данные Н. Мидзумати

Если принять среднее значение $m = 0,9$, то максимальная ошибка при определении угла α_1 не превысит $1,5^\circ$.

Как эксперимент, так и теория показывают, что при малых углах ($\alpha_1 < 20 \div 25^\circ$) влияние сжимаемости (числа Маха) и потерь (числа Рейнольдса) на величину угла α_1 невелико до $M_1 = 1$. Поэтому формулой (65) можно пользоваться при определении угла α_1 независимо от чисел Маха и Рейнольдса до $M_1 = 1$.

Если задан необходимый угол выхода потока α_1 , то формула (65) позволяет найти соответствующее значение горла a и, следовательно, угол установки $\alpha_{уст}$.

Профильные потери в направляющих аппаратах

Потери в направляющих аппаратах учитываются с помощью коэффициента скорости ϕ , равного отношению действительной средней скорости c_1 на выходе из направляющего аппарата к теоре-

тической c_{1T} , которая достигалась бы при отсутствии потерь и тех же давлениях до и после направляющего аппарата (p_0 и p_1):

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1T}}.$$

Теоретическая скорость определяется по уравнению сохранения энергии:

$$c_{1T}^2 = 2L_n,$$

где L_n — располагаемая работа в направляющем аппарате;

$$L_n = c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Разность между теоретической и действительной кинетической энергией на выходе из направляющего аппарата определяет потери:

$$\Delta L_n = \frac{c_{1T}^2 - c_1^2}{2} = (1 - \varphi^2) \frac{c_{1T}^2}{2} = (1 - \varphi^2) L_n.$$

Разность $1 - \varphi^2$ принято называть коэффициентом потерь и обозначать через ξ :

$$\xi = 1 - \varphi^2.$$

Потери в направляющих аппаратах делят на профильные и концевые.

Профильные потери можно рассматривать как потери, возникающие при обтекании лопаток бесконечной длины (т. е. без учета потерь на концах лопаток). Аэродинамически совершенные сопловые аппараты имеют весьма малые профильные потери: $\xi_{np} = 0,04 \div 0,02$. Большие значения соответствуют числам Маха $M_1 = 0,4 \div 0,5$, меньшие — $M_1 = 0,8 \div 1$.

Профильные потери связаны с возникновением пограничного слоя на поверхности лопаток и поэтому в значительной мере зависят от формы профилей, чистоты обработки поверхностей и толщины выходной кромки. Влияние числа Рейнольдса на величину потерь оказывается заметным только при очень малых его значениях. Для профилей с хордой более 20—25 мм и при скоростях более 100—150 м/сек влияние числа Рейнольдса на потери невелико и в расчетах ими можно пренебрегать.

Кромочные потери

Особо следует остановиться на влиянии толщины выходной кромки. Условимся разность между профильными потерями при данной толщине кромки Δ и нулевой толщине кромки называть кратко кромочными потерями и обозначать через $\xi_{кр}$. Возникновение кромочных потерь связано с внезапным изменением проходного сечения в области выходных кромок.

Рассмотрим течение газа в межлопаточном канале в области выходных кромок (рис. 73). Границы канала вне лопаток показаны тонкими линиями. Из рис. 73 следует, что при переходе от сечения $a-a$ к $a'-a'$ и от $1-1$ к $1'-1'$ проходное сечение внезапно увеличивается, что связано с дополнительными потерями. Пренебрегая влиянием неравномерности распределения скоростей по сечениям и вводя в расчет средние скорости, можно дать приближенную количественную оценку величине кромочных потерь. Как известно, потери при внезапном расширении равны кинети-

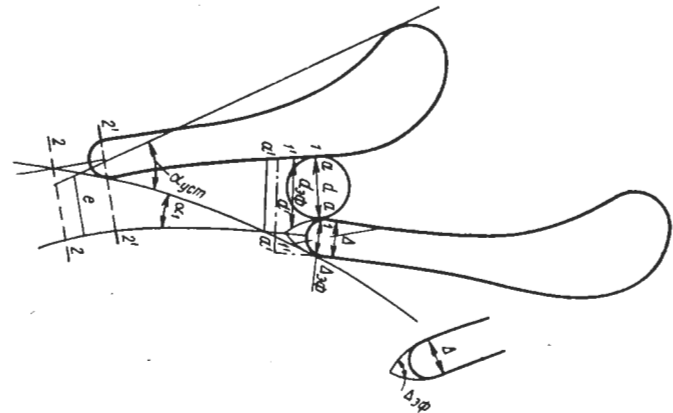


Рис. 73. К определению кромочных потерь

ческой энергии «потерянной» скорости (т. е. разности скоростей до и после расширения). Соответственно этому потери, связанные с конечной толщиной кромок, можно определить как сумму потерь, возникающих при двух последовательных внезапных расширениях:

$$\Delta L_{кр} = \frac{(c_a - c'_a)^2}{2} + \frac{(c'_1 - c_1)^2}{2}. \quad (61)$$

Формула (61) и последующие формулы не учитывают влияния сжимаемости газа (изменения плотности), что вполне допустимо ввиду малой разности между скоростями c_a , c'_a , c'_1 и c_1 , а также неравномерности распределения скоростей в контрольных сечениях.

Связь между скоростями устанавливается с помощью уравнений неразрывности:

$$\frac{c_a}{c_1} \approx \frac{t_1}{a} \sin \alpha_1; \quad \frac{c'_a}{c_a} = \frac{a_{эф}}{a}; \quad \frac{c'_1}{c_1} = \frac{t_1 \sin \alpha_1}{t_1 \sin \alpha_1 - \frac{\Delta_{эф}}{2}}.$$

В этих формулах вместо действительной толщины выходной кромки Δ и горла a введены эффективные значения этих величин $\Delta_{эф}$ и $a_{эф}$. В случае скругленных выходных кромок отрыв потока затягивается и толщина зоны отрыва меньше толщины кромки (рис. 73), поэтому следует принимать:

$$\Delta_{эф} = k\Delta; \quad a_{эф} = a + \frac{\Delta - \Delta_{эф}}{2} = a + \frac{1-k}{2} \Delta.$$

Согласно опытам НАМИ коэффициент $k = 0,85 \div 1$.

Размер a' определяется графически как расстояние от выпуклой стороны профиля до линии тока (сходящей с выходной кромкой) после первого внезапного расширения. Грубо ориентировочно $a' \approx a + \frac{\Delta}{2}$.

Используя приведенные формулы, легко найти коэффициент кромочных потерь, отнесенный к действительной скорости c_1 :

$$\xi_1 = \frac{2\Delta L_{кр}}{c_1^2} = m^2 \left(1 - \frac{a_{эф}}{a'}\right)^2 + \frac{1}{\left(\frac{2m}{\Delta_{эф}} - 1\right)^2}.$$

В этой формуле

$$\Delta_{эф} = \frac{\Delta_{эф}}{a} = k \frac{\Delta}{a} = k\bar{\Delta},$$

а коэффициент m имеет тот же смысл, что и в формуле (60).

Теперь нетрудно определить коэффициент кромочных потерь:

$$\xi_{кр} = \frac{2\Delta L_{кр}}{c_{1T}^2} = \frac{2\Delta L_{кр}}{c_1^2} \left(\frac{c_1}{c_{1T}}\right)^2 = \xi_1 \varphi^2,$$

но

$$\varphi^2 = 1 - \xi_{np} - \xi_{кр} = \varphi_0^2 - \xi_{кр}^2$$

(где φ_0 — коэффициент профильных потерь при нулевой толщине кромки), следовательно,

$$\xi_{кр} = \xi_1 (\varphi_0^2 - \xi_{кр})$$

и

$$\xi_{кр} = \frac{\varphi_0^2 \xi_1}{1 + \xi_1}.$$

Окончательно получим

$$\xi_{кр} = \frac{\varphi_0^2}{1 + \frac{1}{m^2 \left(1 + \frac{a_{эф}}{a'}\right)^2 + \frac{1}{\left(\frac{2m}{\Delta_{эф}} - 1\right)^2}}} \quad (62)$$

График этой зависимости для $m = 0,9$ и $k = 0,9$ (рис. 74) показывает резко нелинейный характер зависимости величины кромочных потерь от параметра

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{a}.$$

Экспериментальные исследования, выполненные Ю. Н. Динеевым (НАМИ), хорошо согласуются с расчетными данными по величине кромочных потерь. Было испытано 24 варианта направляющих аппаратов, составленных из четырех профилей (рис. 75).

Типичный график зависимости коэффициента профильных потерь от толщины выходных кромок при различных числах

Маха M_{1T} показан на рис. 76, а на рис. 77 сопоставлены осредненные (по числам Маха) коэффициенты кромочных потерь по опытным данным и расчетным, найденным по формуле (62) для $k = 0,9$ и 1. Не только харак-

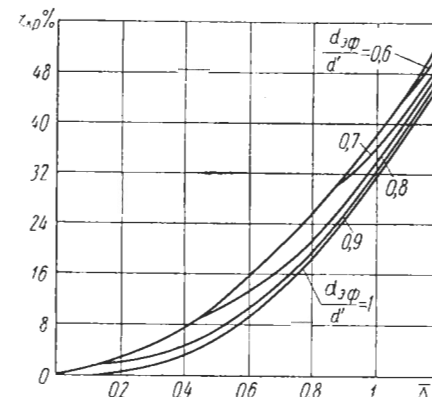


Рис. 74. График для определения коэффициента кромочных потерь



Рис. 75. Профиль с разной толщиной выходной кромки:

1 — $\Delta = 0,35$ мм; 2 — $\Delta = 1$ мм; 3 — $\Delta = 2$ мм; 4 — $\Delta = 3$ мм

тер зависимости $\xi_{кр} = f(\bar{\Delta})$, но и числовые значения коэффициента $\xi_{кр}$ по опытным и расчетным данным достаточно близки.

Вопрос о выборе целесообразной толщины выходных кромок сопловых аппаратов имеет большое практическое значение. Технологические качества профилей тем лучше, чем больше Δ . Кроме того, при большой толщине кромок лопаток меньше сказывается отрицательное влияние эрозии. Поэтому толщину выходных кромок желательно принимать достаточно большой. Формула (62) или график на рис. 74 позволяют оценить, насколько возрастут потери в сопловом аппарате при увеличении толщины выходной кромки профилей. Если, например, считать допустимым увеличение коэффициента кромочных потерь на 5%, то согласно графику на рис. 74 относительная толщина кромок должна быть меньше 0,3.

Так как

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{a} = \frac{\Delta}{l} \cdot \frac{l}{t_1} \cdot \frac{t_1}{am} m = \frac{m}{l} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{\Delta}{l},$$

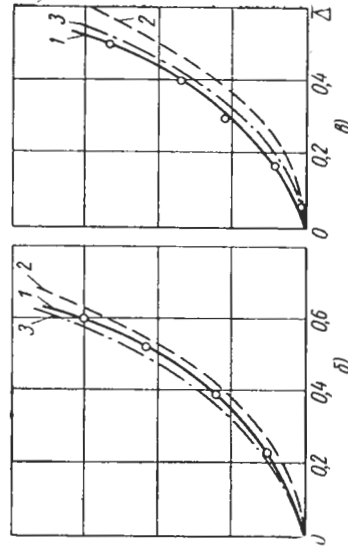
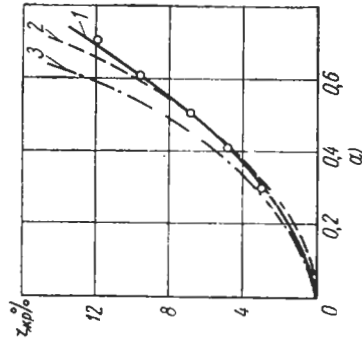


Рис. 77. Опытные и расчетные значения коэффициента кромочных потерь:

$a - \alpha_{уст} = 28^\circ; \bar{t} = 0,6; 6 - \alpha_{уст} = 34^\circ; \bar{t} = 0,74;$
 $\theta - \alpha_{уст} = 40^\circ; \bar{t} = 0,93; 1 - \text{опытные данные}; 2 - \text{расчет-}$
 $\text{ные данные, } K = 0,9; 3 - \text{расчетные данные, } K = 1$

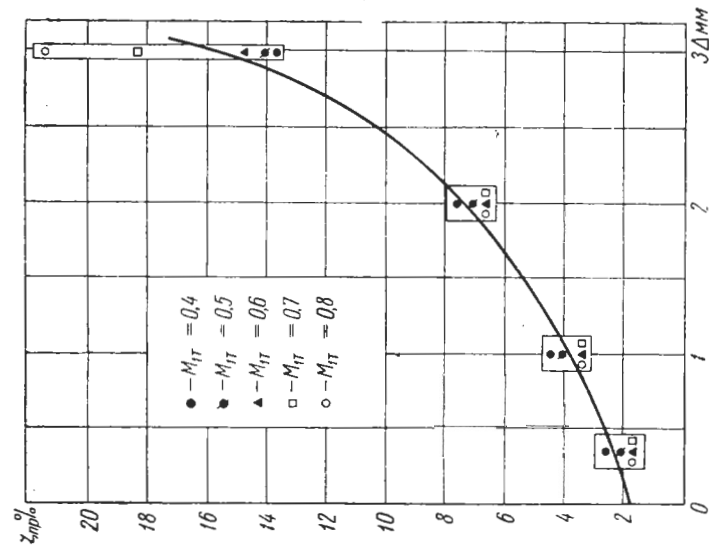


Рис. 76. Изменение коэффициента профильных потерь в зависимости от толщины выходной кромки
 $(\alpha = 34^\circ, \bar{t} = 0,6)$

то при средних значениях $m = 0,9$ и $t = 0,7$ должно удовлетворяться неравенство

$$\frac{\Delta}{l} < 0,23 \sin \alpha_1.$$

При хорде профиля $l = 30$ м и угле $\alpha_1 = 15^\circ \Delta < 1,8$ мм; для $\alpha_1 = 25^\circ \Delta < 3$ мм.

Заметим, что увеличению коэффициента потерь $\xi_{кр}$ на 5% соответствует снижение к. п. д. турбины на 2,5—3%. Поэтому толщину выходных кромок обычно принимают менее 1,5 мм даже при больших углах α_1 .

Приведенные опытные данные по влиянию толщины выходной кромки лопаток на потери в направляющем аппарате получены при испытаниях изолированного направляющего аппарата. Эти данные, как показано ниже, хорошо согласуются с данными испытаний турбины в целом.

Концевые потери

При малых высотах сопел ($b_n < 15 \div 20$ мм) значительную долю потерь в сопловых аппаратах составляют концевые потери, связанные с образованием вихревых течений вблизи торцовых стенок. Опыт МЭИ показывает, что при высоте сопел $b_n \geq 10$ мм и хорде $l = 20 \div 50$ мм коэффициент скорости ϕ с учетом концевых потерь может определяться по формуле Флюгеля:

$$\phi^2 = \phi_\infty^2 \left(1 - \frac{a_s}{b_n}\right), \quad (63)$$

где ϕ_∞ — коэффициент скорости, найденный по профильным потерям (для сопел бесконечно большой высоты);

a_s — опытный коэффициент; $a_s = 0,3 \div 0,4$.

Интересно отметить, что коэффициент a_s для сопел осевых турбин значительно больше, чем для радиальных турбин (0,5—1 вместо 0,3—0,4). Это обстоятельство является одной из причин, обуславливающих большую эффективность радиальных турбин по сравнению с осевыми при малых размерах турбокомпрессоров.

31. БЕЗЛОПАТОЧНЫЙ НАПРАВЛЯЮЩИЙ АППАРАТ

Ускорение потока перед рабочим колесом и обеспечение заданного угла α_1 можно осуществить без лопаточного аппарата посредством специального направляющего аппарата в виде улитки. Такое конструктивное решение особенно целесообразно при больших скоростях c_0 в подводящем патрубке, когда теплопадение во входном аппарате существенно снижается по сравнению с теплопадением при малых скоростях c_0 .

Схема турбины с безлопаточным направляющим аппаратом показана на рис. 78. Из входного патрубка газ поступает в улитку, а оттуда в кольцевую камеру и далее на рабочее колесо. Некоторые применяемые формы сечений улитки изображены на рис. 79.

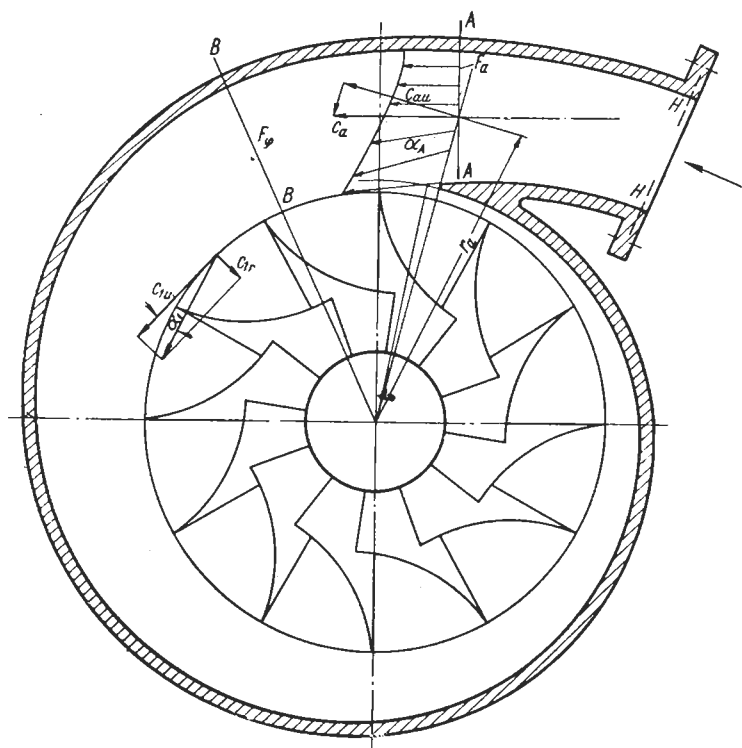


Рис. 78. Турбина с безлопаточным направляющим аппаратом

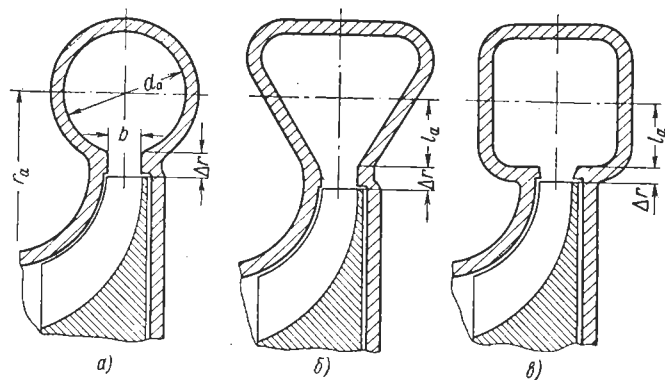


Рис. 79. Некоторые формы сечения безлопаточного направляющего аппарата

Очевидно, что сечение круглой и грушевидной формы более целесообразно, чем прямоугольной.

Расчет безлопаточного направляющего аппарата основывается на использовании двух основных уравнений: неразрывности и момента количества движения.

Согласно уравнению неразрывности, записанному для сечений AA (на входе в улитку, рис. 78) и перед рабочим колесом,

$$\tau_a Q_a F_a c_a = \tau_1 \pi d_1 b_1 Q_1 \sin \alpha_1. \quad (64)$$

Коэффициент расхода τ обычно принимают постоянным ($\tau_a \approx \tau_1$). Если бы отсутствовали потери на трение о стенки улитки, то момент количества движения в выбранных контрольных сечениях был одинаков. Наличие потерь приводит к некоторому снижению момента количества движения, что может быть учтено введением поправочного множителя $k_m < 1$.

Подразумевая под $k_{м.ср}$ отношение среднего момента количества движения в сечении перед рабочим колесом к моменту на входе в улитку (сечение AA), запишем уравнение моментов количества движения в виде

$$k_{м.ср} r_a c_a \cos \alpha_a = r_1 c_1 \cos \alpha_1, \quad (65)$$

где r_a — расстояние от оси вращения до центра тяжести входного сечения улитки.

Если улитка круглого сечения (рис. 79, а), то

$$r_a \approx r_1 + \Delta r + \frac{d_a}{2},$$

где Δr — радиальная протяженность кольцевого участка;

d_a — диаметр улитки в сечении AA.

В общем случае

$$r_a = r_1 + \Delta r + l_a, \quad (66)$$

где l_a — координата центра тяжести сечения (рис. 79, б и в).

Для произвольной формы сечения l_a можно выразить через площадь проходного сечения на входе в улитку F_a :

$$l_a = k_a \sqrt{F_a}.$$

Коэффициент k_a зависит от формы сечения; для круглого сечения $k_a = \frac{1}{\sqrt{\pi}}$, для квадратного $k_a = \frac{1}{2}$ и т. д.

Итак, в общем случае

$$r_a = r_1 + \Delta r + k_a \sqrt{F_a}. \quad (67)$$

Формула (67) должна быть использована при расчете улитки наряду с выражениями (64) и (65),

Коэффициент $k_{м.ср}$ может быть найден расчетным путем с использованием теории пограничного слоя. Согласно опытам НАМИ ориентировочно можно принимать $k_{м.ср} = 0,95 \div 0,97$.

Применим полученные уравнения (64), (65) и (67) для решения двух основных задач, связанных с применением безлопаточных направляющих аппаратов.

Поверочный расчет безлопаточного направляющего аппарата

В случае поверочного расчета известны все геометрические размеры турбины, расход газа через турбину G и параметры газа p_n и T_n на входе в турбину (в сечении HH , рис. 78); требуется определить параметры газа перед рабочими лопатками (p_1, c_1, α_1).

По известным параметрам p_n и T_n легко найти плотность ρ_n и подсчитать скорость c_n и безразмерную скорость λ_n :

$$c_n = \frac{G}{\rho_n F_n}; \quad \lambda_n = \frac{c_n}{a_*},$$

где F_n — площадь проходного сечения HH ;

a_* — критическая скорость; $a_* = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_n^*}$;

T_n^* — температура торможения;

$$T_n^* = T_n + c_p \frac{c_n^2}{2}.$$

От параметров газа в сечении HH легко перейти к параметрам в сечении AA . Для этой цели удобно воспользоваться таблицами газодинамических функций (при соответствующем значении показателя изэнтропии k). По таблицам в зависимости от λ_n находят функцию q_n , а затем с помощью уравнения неразрывности, записанного для сечений HH и AA ,

$$q_n F_n = q_a F_a$$

определяют функцию q_a в сечении AA . Далее по таблицам и величине q_a находят безразмерную скорость λ_a и отношения $\frac{p_a}{p_0}$, $\frac{T_a}{T_0}$ и $\frac{q_a}{q_0}$, по которым нетрудно определить p_a , T_a и q_a :

$$p_a = p_n \frac{\frac{p_a}{p_0}}{\frac{p_n}{p_0}}; \quad T_a = T_n \frac{\frac{T_a}{T_0}}{\frac{T_n}{T_0}}; \quad q_a = q_n \frac{\frac{q_a}{q_0}}{\frac{q_n}{q_0}}.$$

После определения параметров в сечении AA можно переходить к параметрам в сечении перед рабочим колесом, воспользо-

вавшись для этой цели уравнениями (64) и (65). Рекомендуется следующий порядок расчета. Вначале по уравнению (65) находят

$$\lambda_1 \approx \lambda_a \frac{r_a}{r_1} k_{м.ср} (\cos \alpha_1 \approx \cos \alpha_a).$$

Затем определяют отношение плотностей $\frac{\rho_a}{\rho_1}$ (например, с помощью таблиц газодинамических функций) и по уравнению (64) находят угол α_1 :

$$\sin \alpha_1 = \frac{\rho_a}{\rho_1} \cdot \frac{F_a}{F_1} \cdot \frac{\lambda_a}{\lambda_1} \\ (F_1 = \pi d_1 b_1).$$

Если углы α_a и α_1 отличаются значительно, то необходимо повторить расчет, определив вначале λ_1 по формуле (65) (по найденному значению α_1), а затем α_1 по формуле (64).

Давление p_1 необходимо определять с учетом потерь. Сначала находят теоретическую скорость

$$\lambda_{1T} = \frac{\lambda_1}{\varphi}; \quad c_{1T} = \lambda_{1T} a_*,$$

а по этой скорости определяют располагаемую работу в направляющем аппарате

$$L_{a.н} = \frac{c_{1T}^2 - c_n^2}{2}.$$

Далее с помощью уравнения энергии легко найти отношение давлений:

$$L_{a.н} = c_p T_n^* \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (68)$$

$$\frac{p_1}{p_n} = \left(1 - \frac{L_{a.н}}{c_p T_n^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (69)$$

Влияние сжимаемости на величину угла α_1

Изложенная методика позволяет определить угол α_1 для заданных условий работы, но не дает возможности рассмотреть в общем виде влияние эффекта сжимаемости на величину угла α_1 . Чтобы установить эту зависимость, решим совместно уравнения (64) и (65), исключив из них отношение скоростей $\frac{c_1}{c_a}$. В итоге получим следующую формулу:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{q_a F_a r_1}{\rho_1 F_1 r_a \cos \alpha_a k_{м.ср}}.$$

Если жидкость несжимаема (или если отношение давлений мало отличается от единицы), то согласно последней формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_{1\kappa} = \frac{F_a}{F_1} \cdot \frac{r_1}{r_a} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_a} \cdot \frac{1}{k_{\text{м.ср}}} \quad (70)$$

и, следовательно, в случае несжимаемой жидкости угол выхода потока из безлопаточного направляющего аппарата определяется только соотношением геометрических размеров и не зависит от режима работы (если не учитывать влияние изменения коэффициента $k_{\text{м.ср}}$).

В случае сжимаемой жидкости угол α_1 изменяется с изменением числа Маха, т. е. зависит от эффекта сжимаемости. Из последних двух формул следует, что

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \alpha_{1\kappa}} = \frac{q_a}{q_1}. \quad (71)$$

Формула (71) позволяет заключить, что с увеличением числа Маха (с увеличением отношения давления в турбине) угол α_1 возрастает.

Изменение угла α_1 необходимо учитывать при расчете характеристик турбин, особенно в случае больших отношений давлений. Однако при невысоких степенях наддува, характерных для турбокомпрессоров автомобильного типа, колебание угла α_1 в результате изменения плотности газа q обычно не превышает 1° , что не имеет большого практического значения.

Расчет безлопаточного направляющего аппарата при проектировании турбины

При проектировании турбины обычно вначале определяют параметры газа перед рабочими лопатками (c_1 , α_1) и окружную скорость u_1 . Определение параметров перед рабочим колесом всегда предшествует расчету безлопаточного направляющего аппарата. Поэтому задача сводится к определению размеров направляющего аппарата и проходных сечений по заданным параметрам перед рабочим колесом.

Задача не имеет однозначного решения, так как имеется свобода выбора радиального размера кольцевого участка Δr .

Увеличение размера Δr вызывает увеличение радиуса r_a и, следовательно, уменьшение средней скорости c_a в спиральной камере. Таким образом, потери в спиральной камере уменьшаются, а потери в кольцевом канале возрастают (вследствие увеличения радиальной протяженности). Очевидно, что существует вполне определенная величина Δr , при которой суммарные потери в безлопаточном направляющем аппарате достигают минимальной величины (по крайней мере, при заданном угле α_1).

Согласно исследованиям НАМИ, результаты которых рассматриваются ниже, для типичных углов $\alpha_1 = 18 \div 20^\circ$ и отношения $\frac{b_1}{d_1} \approx 0,1$ оптимальная величина $\Delta r \approx 0,12 d_1$.

Площадь входного сечения F_a определяют с помощью формул (64), (65) и (67), причем форма сечения предполагается выбранной и, следовательно, коэффициент k_a в формуле (67) — известным.

Чтобы избежать необходимости в повторных вычислениях, поступим следующим образом. Представим формулы (64) и (65) в безразмерном виде:

$$\begin{aligned} \frac{\lambda_a}{\lambda_1} &= \frac{F_1 q_1}{F_a q_a} \sin \alpha_1; \\ \frac{\lambda_1}{\lambda_a} &= \frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_1} \left(1 + \frac{\Delta r}{r_1} + k_a \frac{\sqrt{F_a}}{r_1} \right) k_{\text{м.ср}}. \end{aligned}$$

С целью упрощения уравнений введем в рассмотрение два комплекса:

$$\left. \begin{aligned} A &= \left(1 + \frac{\Delta r}{r_1} \right) \frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_1} k_{\text{м.ср}}; \\ B &= k_a (2\pi b_1 \sin \alpha_1)^{\frac{1}{2}} \frac{\cos \alpha_a}{\cos \alpha_1} k_{\text{м.ср}}. \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

Тогда в исходных уравнениях можно исключить F_a и r_a , сведя их к одному уравнению:

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_a} = A + B \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_a} \cdot \frac{q_1}{q_a} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (73)$$

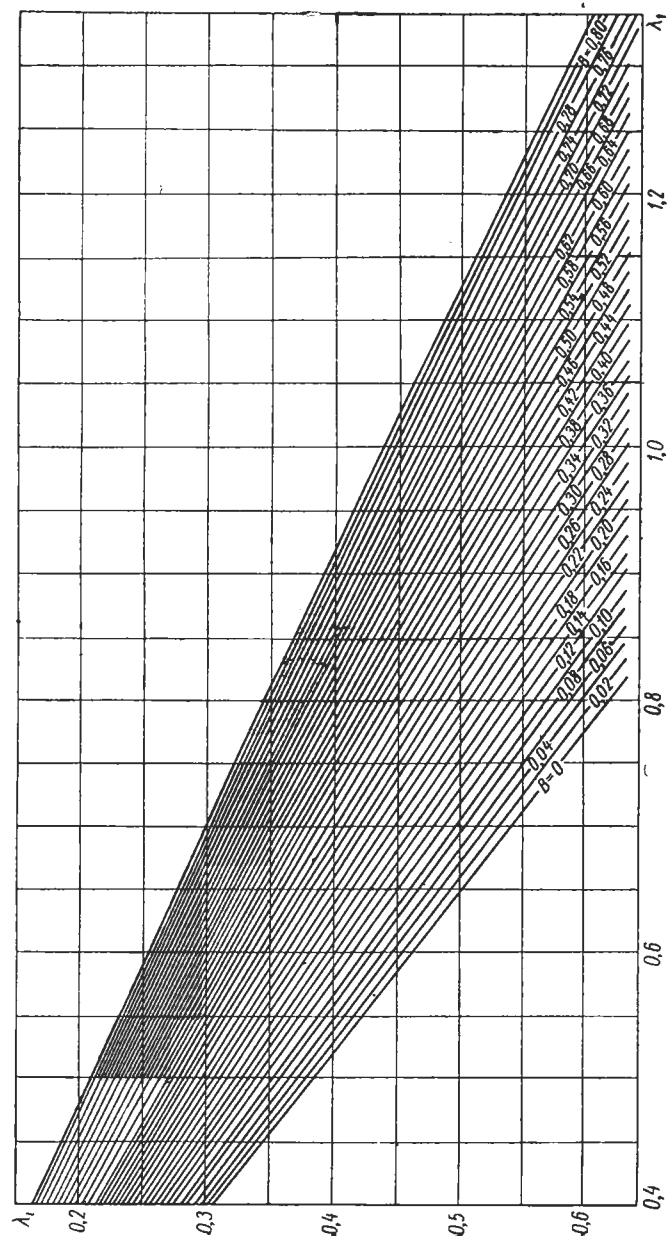
Решение уравнения (73) можно представить в виде графиков, каждый из которых справедлив для одного значения параметра A . Подобные графики (рис. 80) значительно упрощают расчет.

Порядок расчета следующий. По формулам (72) вычисляют параметры A и B при $\alpha_a \approx 0,5\alpha_1$, а затем по графику на рис. 80 (для ближайшего значения A) находят величину λ_a , соответствующую заданной безразмерной скорости λ_1 и параметру B . Далее вычисляют площадь F_a и скорость c_a :

$$F_a = F \frac{q_1}{q_a} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_a} \sin \alpha_1; \quad c_a = \lambda_a a_*.$$

Остальные сечения улитки рассчитывают таким образом, чтобы обеспечить равномерный подвод газа к рабочему колесу и, кроме того, постоянный угол α_1 во всех сечениях.

Промежуточные сечения рассчитывают по тем же уравнениям неразрывности и момента количества движения, написанным для произвольного контрольного сечения BB (рис. 78) и сечения перед рабочим колесом. Однако в том случае имеются некоторые особенности, которые рассмотрены ниже.



Следует отметить, что входной угол $\beta_1 = 90^\circ$ не соответствует минимальным потерям в рабочем колесе. Вследствие искривления линий тока перед рабочими лопатками минимальные потери, соответствующие режиму «безударного входа», достигаются при угле входа $\beta_{1onm} = 105 \div 120^\circ$ (в зависимости от числа рабочих лопаток z_p и отношения $\frac{c_{1r}}{u_1}$). Однако переход от обычных углов β_1 к β_{1onm} , не вызывая заметного увеличения к. п. д. турбины, приводит к возрастанию необходимой окружной скорости u_1 , что, как правило, нежелательно. Поэтому обычно принимают $\beta_1 < \beta_{1onm}$.

На выходе из рабочего колеса стремятся обеспечить осевое направление абсолютной скорости ($c_{2u} \approx 0$). Кинетическая энергия выходной скорости оказывается потерянной, если за рабочим колесом отсутствует диффузор, осуществляющий частичное преобразование кинетической энергии в потенциальную.

Поле скоростей за рабочим колесом весьма неравномерно даже на расчетном режиме работы, поэтому осредненная величина кинетической энергии газа оказывается значительно больше кинетической энергии, подсчитанной по средней скорости c_2 . Учитывая это обстоятельство, при подсчете кинетической энергии по средней скорости необходимо вводить поправочный множитель $p^2 < 1$:

$$\Delta L_{ec} = p^2 \frac{c_2^2}{2}.$$

В зависимости от аэродинамического совершенства рабочего колеса, а также от режима работы $p^2 = 1,1 \div 1,5$. Выражение pc_2 можно рассматривать как среднюю эффективную скорость на выходе из рабочего колеса.

Угол выхода потока из рабочего колеса β_2 оказывается значительно больше расчетного угла $\beta_{2\phi}$, найденного по формуле

$$\beta_{2\phi} = \arcsin \frac{a}{t}.$$

Увеличение угла β_2 объясняется влиянием кориолисовых сил. Однако расчетное определение угла β_2 связано с большой вычислительной работой и в настоящей книге не может быть рассмотрено. Ориентировочно можно принимать

$$\beta_2 = \arcsin \frac{a}{t} + (2 \div 4^\circ).$$

Профилирование рабочего колеса турбины производится в основном таким же образом, как и рабочего колеса центробежного нагнетателя.

Ширина рабочих лопаток на входе в колесо b_1 , как правило, оказывается значительно больше, чем ширина рабочих лопаток

нагнетателя b_2 , что объясняется главным образом увеличенным объемным расходом (вследствие более высокой температуры газов). В связи с этим выходной диаметр рабочего колеса d_{2e} (см. рис. 67) часто принимают (с целью уменьшения скорости c_2) больше, чем входной диаметр у колеса нагнетателя, доводя отношение $\frac{d_{2e}}{d_1}$ до 0,75—0,8.

Закон изменения меридиональной скорости обычно принимают линейный или близкий к линейному, причем для рабочих колес турбокомпрессоров выбирают отношение

$$\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 1 \div 1,2.$$

Особо следует остановиться на выборе меридиональной составляющей скорости c_{1m} . Стремление к уменьшению габаритных размеров турбины и нагнетателя вынуждает принимать возможно большие значения отношения $\bar{c}_{1m} = \frac{c_{1m}}{u_1}$. От отношения $\bar{c}_{1m}$ зависят угол α_1 и потери кинетической энергии с выходной скоростью. Из треугольников скоростей (см. рис. 67) следует, что

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1m}}{u_1 - c_{1m} \operatorname{ctg} \beta_1} = \frac{\bar{c}_{1m}}{1 - \bar{c}_{1m} \operatorname{ctg} \beta_1}. \quad (74)$$

Если принять угол $\beta_1 = 90^\circ$, то $\operatorname{tg} \alpha_1 = \bar{c}_{1m}$.

Потери с выходной скоростью $\Delta L_{ec} = p^2 \frac{c_2^2}{2}$ при осевом выходе

$$\bar{\Delta L}_{ec} = p^2 \left(\frac{c_{2m}}{c_{1m}} \right)^2 c_{1m}^2 \frac{u_1^2}{2}.$$

Соответственно доля потери с выходной скоростью

$$\xi_{ex} = \frac{\bar{\Delta L}_{ec}}{L_a} = p^2 \left(\frac{c_{2m}}{c_{1m}} \right)^2 c_{1m}^2 \frac{u_1^2}{2L_a},$$

где L_a — располагаемое теплопадение ступени.

В частном случае при $c_{1u} = u_1$ и $c_{2u} = 0$

$$L_a = \frac{L_\lambda}{\eta_{aT}} = \frac{u_1^2}{\eta_{aT}},$$

где L_λ — полезная работа на лопатках;

η_{aT} — изоэнтروпический к. п. д. турбины без учета механических потерь.

Таким образом,

$$\xi_{ec} = p^2 \eta_{aT} \left(\frac{c_{2m}}{c_{1m}} \right)^2 \frac{\bar{c}_{1m}^2}{2}. \quad (75)$$

Если принимать большие значения $\bar{c}_{1m}$, то коэффициент потерь ζ_{ac} с выходной скоростью может достигнуть большой величины. Так, например, если принять $p^2 = 1,1$; $\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 1$; $\bar{c}_{1m} = 0,5$ ($\alpha_1 \approx 26,5^\circ$) и $\eta_{aT} = 0,75$, то $\zeta_{ac} = 10\%$, в то время как для тех же условий и $c_{1m} = 0,25$ ($\alpha_1 \approx 14^\circ$) $\zeta_{ac} = 2,5\%$. Другими словами, увеличение параметра $\bar{c}_{1m}$ от 0,25 до 0,5 вызывает снижение к. п. д. турбины примерно на 10% (относительных).

В турбонаддувных агрегатах уменьшение к. п. д. турбины не имеет такого большого значения, как в газотурбинных установках, и поэтому часто принимают весьма большие значения отношения $\bar{c}_{1m}$, что позволяет уменьшить габариты турбокомпрессора. Рекомендуемый диапазон значений $\bar{c}_{1m}$ находится в пределах: $\bar{c}_{1m} = 0,3 \div 0,5$. Из формулы (75) следует, что одним из способов уменьшения потерь с выходной скоростью является уменьшение отношения $\frac{c_{2m}}{c_{1m}}$. Этим следует пользоваться при больших углах α_1 (больших значениях параметра $\bar{c}_{1m}$).

Более подробные сведения о рабочих колесах радиально-осевых турбин можно найти в литературе [9].

33. ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Характеристики турбин, как и характеристики нагнетателей, приближенно можно рассматривать как двухпараметрические.

Другими словами, к. п. д. турбины, расход газа через нее и ее мощность можно считать зависящими только от двух характерных параметров (комплексов, критериев подобия), определяющих режим работы турбины (состояние треугольников скоростей). Обычно в качестве независимых параметров выбирают отношения давлений в турбине δ и параметр

$$x_{ad} = \frac{u_1}{c_{ad}},$$

где c_{ad} — условная скорость, определяемая по располагаемому теплопадению;

$$\frac{c_{ad}^2}{2} = L_a.$$

При отношениях давлений δ , мало отличающихся от единицы, параметр x_{ad} однозначно определяет режим работы турбины, т. е. состояние треугольников скоростей. В этом случае к. п. д. турбины практически зависит только от параметра x_{ad} (если пренебречь влиянием числа Рейнольдса). При больших отношениях давлений параметр x_{ad} не может однозначно определять режим работы, так как сказывается влияние изменения плотности газа. Однако при отношениях давлений $\delta < 1,6 \div 1,8$, характерных

для турбин турбонаддувных агрегатов, влияние δ на характеристики сравнительно невелико.

Параметры δ и x_{ad} используются как практически наиболее удобные, хотя возможно использование и других независимых параметров (число которых должно равняться двум).

Ниже рассматриваются два к. п. д. турбины — изоэнтروпический η_{aT} и эффективный (η_{eT}). Под изоэнтропическим к. п. д. подразумевается отношение полезной мощности турбины N_i без учета механических потерь в подшипниках (внутренняя мощность) к теоретической мощности:

$$\eta_{aT} = \frac{N_i}{GL_a}, \quad (76)$$

где G — расход газа через турбину;
 L_a — изоэнтропическая работа расширения;

$$L_a = c_p T_n^* \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_n^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (77)$$

T_n^* и p_n^* — начальные параметры газа на входе в турбину (параметры торможения);

$$T_n^* = T_n + \frac{c_n^2}{2}; \quad p_n^* = p_n \left(\frac{T_n^*}{T_n} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

p_3 — давление за турбиной (за диффузором).

Эффективный к. п. д. определяется по полезной (эффективной) мощности:

$$\eta_{eT} = \frac{N_e}{GL_a} = \frac{N_i - \Delta N_m}{GL_a} \quad (78)$$

или

$$\eta_{eT} = \eta_{aT} \eta_m,$$

где η_m — механический к. п. д.; $\eta_m = 1 - \frac{\Delta N_m}{ML_a}$.

Характеристики турбины обычно изображают в виде графика зависимости к. п. д. η_{aT} (или η_{eT}), степени реактивности Θ и расхода газа G от параметра x_{ad} при постоянных значениях δ (рис. 81). К. п. д. турбины возрастает от $\eta_{aT} = 0$ при $x_{ad} = 0$ ($n = 0$) до максимального значения на расчетном режиме работы; далее снова наблюдается его снижение до нуля при $x_{ad \max}$. Уменьшение к. п. д. турбины при отклонениях режима работы

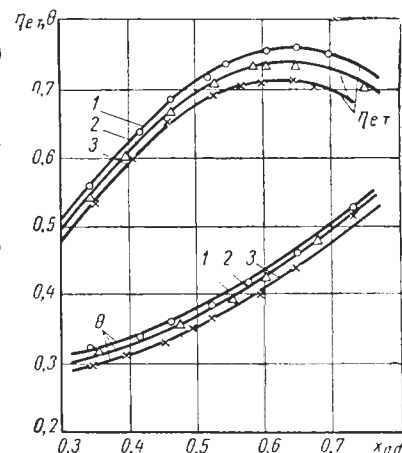


Рис. 81. Характеристики ступеней с разной толщиной выходных кромок направляющих лопаток:

1 — $\bar{\delta} = 0,15$; 2 — $\bar{\delta} = 0,255$; 3 — $\bar{\delta} = 0,434$

от расчетного происходит вследствие возрастания потерь как на входе в рабочее колесо, так и на выходе из него.

Степень реактивности возрастает с увеличением параметра x_{ad} , а расход газа в этом случае уменьшается. Увеличение этого параметра при постоянном отношении давлений δ означает увеличение числа оборотов (окружных скоростей). В свою очередь, увеличение окружных скоростей вызывает возрастание центробежных сил, препятствующих движению газа и увеличивающих перепад давления в рабочем колесе. В итоге расход газа уменьшается, а степень реактивности возрастает.

Влияние отношения давлений δ на к. п. д. и степень реактивности сравнительно невелико. Возрастание к. п. д. с ростом δ обусловлено уменьшением доли потерь в направляющих аппаратах и рабочих колесах (вследствие главным образом увеличения числа Рейнольдса).

Уменьшение степени реактивности с увеличением δ объясняется главным образом увеличением отношения плотностей газа в рабочем колесе.

При анализе характеристик турбин, как и в случае нагнетателей, удобно пользоваться приведенными параметрами, позволяющими автоматически учитывать изменение начальных параметров газа. Смысл приведенных параметров и формулы для их определения остаются теми же, что и в случае нагнетателей (только p_0 и T_0 означают параметры газа перед турбиной, а p_n и T_n — приведенные значения этих параметров).

Надежное определение характеристики турбин, так же как и нагнетателей, возможно только путем испытаний турбин. Однако возможно и приближенное расчетное определение характеристик [9].

34. ВЛИЯНИЕ «МЕДЛЕННЫХ» ПУЛЬСАЦИЙ ГАЗА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБИН

До сих пор была рассмотрена работа турбины при установившихся (неизменных во времени) режимах работы. В действительности течение газа в турбине имеет ярко выраженный неустановившийся характер, вызванный импульсной подачей газа из двигателя внутреннего сгорания. Очевидно, что действительные осредненные во времени характеристики турбины должны отличаться от характеристик, полученных при испытаниях турбины при неизменных (во времени) начальных параметрах газа.

Влияние пульсаций сказывается на появлении сил инерции, величина которых может быть учтена, хотя это значительно усложняет расчет. Однако это связано не только с появлением сил инерции. Вследствие возникновения пульсаций изменяется (повидимому, возрастает) толщина пограничного слоя на поверхностях направляющего аппарата и рабочих лопаток, что приводит к изменению коэффициентов скорости ϕ и ψ . При современном уровне аэродинамики это влияние теоретически не может быть

учтено. Опытные исследования весьма ограничены и поэтому не позволяют сделать общих выводов.

Первым этапом при исследовании влияния пульсаций на характеристики турбины является простое осреднение во времени характеристик без учета влияния сил инерции и пульсаций на коэффициенты скорости ϕ и ψ . Такое осреднение оправдано только при условии, что пульсации (давления и скорости) происходят весьма медленно и поэтому можно пренебречь влиянием сил инерции.

Решим задачу в следующей постановке. Известна характеристика турбины, полученная при постоянных (во времени) параметрах газа перед турбиной. Требуется построить осредненную (во времени) характеристику этой турбины при заданном законе изменения во времени начальных параметров газа.

Решение задачи начнем с осреднения давлений и скоростей.

Выразим давление торможения p_n^* перед турбиной через постоянную составляющую $\bar{p}_n^*$ и пульсацию давления Δp_n^* :

$$p_n^* = \bar{p}_n^* + \Delta p_n^*,$$

полагая для простоты, что $\epsilon_p = \frac{\Delta p_n^*}{\bar{p}_n^*} \ll 1$. Давление $\bar{p}_n^*$ по определению является осредненной во времени величиной, поэтому

$$p_{n,cr}^* = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} p_n^* dt = \bar{p}_n^*, \quad (79)$$

где T — период пульсаций;
 t — время.

Однако такое простое осреднение давления во времени не отражает энергетической стороны влияния пульсаций. Более правильно производить осреднение мощности:

$$N_a = G c_p T_n^* (1 - \delta^{-m})$$

$$\left(m = \frac{k-1}{k} \right).$$

Для упрощения примем начальную температуру газа T_n^* и конечное давление p_3 неизменными во времени. Такое упрощение возможно, потому что пульсации температуры T_n^* и давления p_3 значительно меньше пульсаций начального давления.

Кроме того, примем, что расход газа пропорционален начальному давлению, что также вполне допустимо. Теперь определим отношение осредненной во времени мощности к мощности, найден-

ной по средним параметрам $\bar{G}$ и $\bar{\delta}$ (т. е. без учета влияния пульсаций):

$$k_N = \frac{N_{a. cp}}{\bar{N}_a} = \frac{[G_{cp} T_0 (1 - \delta^{-m})]_{cp}}{\bar{G}_{cp} \bar{T}_0 (1 - \bar{\delta}^{-m})}.$$

Согласно принятым упрощениям

$$\frac{G}{\bar{G}} \approx \frac{p_H^*}{\bar{p}_H} = 1 + \frac{\Delta p_H^*}{\bar{p}_H};$$

$$\delta = \frac{p_H}{p_3} = \frac{\bar{p}_H + \Delta p_H^*}{\bar{p}_3} = \bar{\delta} + \Delta \delta;$$

$$\delta^m = (\bar{\delta} + \Delta \delta)^m \approx \bar{\delta}^m \left(1 + m \frac{\Delta \delta}{\bar{\delta}} \right) = \bar{\delta}^m \left(1 + m \frac{\Delta p_H^*}{\bar{p}_H} \right),$$

следовательно,

$$k_N = \frac{N_{a. cp}}{\bar{N}_a} = \frac{1}{T} \int_0^T \left[\left(1 + \frac{\Delta p_H^*}{\bar{p}_H} \right) \left(1 + \frac{m}{\bar{\delta}^m - 1} \right) + \left(\frac{\Delta p_H^*}{\bar{p}_H} \right)^2 \frac{m}{\bar{\delta}^m - 1} \right] dt.$$

Окончательно получаем

$$k_N = 1 + \frac{m}{\bar{\delta}^m - 1} \varepsilon_p^2, \quad (80)$$

где

$$\varepsilon_p^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{\Delta p_H^*}{\bar{p}_H} \right)^2 dt. \quad (81)$$

Величину ε_p можно назвать степенью пульсаций давлений. Очевидно, что для определения мощности $N_{a. cp}$ необходимо знать закон изменения давления во времени. Зная закон $\Delta p_H^* = f(t)$, легко найти по формуле (81) параметр ε_p^2 , подсчитать по формуле (80) k_N и затем определить мощность

$$N_{a. cp} = k_N N_a.$$

Если принять, например, $\varepsilon_p = 0,2$, $\bar{\delta} = 1,4$ и $m = 0,25$ ($k = 1,33$), то $k_N = 1,15$.

Итак, можно сделать вывод, что осредненная во времени мощность значительно больше мощности, подсчитанной по средним параметрам $\bar{p}_0$ и $\bar{G}$. Приведенные выше формулы справедливы при малых степенях пульсации давления и, кроме того, не учиты-

вают снижения к. п. д. турбины при отклонении режимов работы от расчетного. Поэтому они дают лишь приближенное значение отношения мощностей. Более точные данные можно получить при использовании характеристик турбины.

Увеличение мощности вследствие пульсаций может быть учтено введением условного к. п. д. турбины

$$\eta_{aT. cp} \approx k_N \eta_{aT}.$$

В этом случае мощность подсчитывают по осредненным параметрам $\bar{p}_H$, $\bar{T}_H$ и $\bar{G}$.

Сделанный выше вывод, позволяющий дать количественную оценку влияния пульсаций на эффективность турбины, носит чисто формальный характер, так как основан на простом осреднении характеристик во времени.

Рассмотрим физическую сторону явления пульсаций. Осредненные параметры $\bar{p}_H$ и $\bar{G}$ достигались бы в том случае, если выпуск из всех цилиндров двигателя осуществлялся в общий трубопровод большого диаметра, в котором происходит гашение пульсаций. Выравнивание давления в трубопроводе сопровождается добавочными потерями, главной из которых является потеря кинетической энергии газа, поступающего в трубопровод. Эти потери и приводят к уменьшению располагаемого теплопада и, следовательно, мощности турбины при сглаживании пульсаций.

Чтобы полезно использовать энергию пульсирующего газа, выпускные трубопроводы делают относительно малого диаметра. Кроме того, обычно группируют выпускные патрубки нескольких цилиндров, объединяя в них выпуски из цилиндров с малым перекрытием фаз. В этом случае фактически осуществляется парциальный подвод газа к турбине.

Практически неизбежно частичное сглаживание пульсаций в газопроводах перед турбиной, что, разумеется, снижает эффективность их использования.

Кроме того, следует иметь в виду, что потери давления в газопроводах при пульсациях потока значительно больше, чем при отсутствии пульсаций. Приближенная оценка влияния пульсаций на величину потерь становится возможной, если коэффициент потерь ζ считать постоянным и определять потери по формуле

$$\Delta L = \zeta \frac{c^2}{2}.$$

Осреднение потерь должно производиться с учетом переменного расхода. Мерой увеличения потерь может служить отношение

$$\frac{\zeta_{cp}}{\zeta} = \frac{(G \Delta L)_{cp}}{G \Delta L}; \quad \Delta \bar{L} = \zeta \frac{\bar{c}^2}{2}.$$

Принимая $\frac{G}{G} = 1 + \frac{\Delta c}{c}$ (т. е. пренебрегая изменением плотности газа), аналогично предыдущему получим

$$\frac{\zeta_{cp}}{\zeta} = 1 + 3\epsilon_c^2, \quad (82)$$

где ϵ_c — степень пульсации скорости;

$$\epsilon_c = \frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{\Delta c}{c} \right)^2 dt.$$

Формула (82) показывает, что при малой импульсности увеличение коэффициента потерь невелико. Однако при степени пульсации $\epsilon_c = 0,3 \div 0,4$ относительное увеличение коэффициента потерь составляет 27—48% (без учета влияния изменения пограничного слоя; действительное увеличение потерь будет еще больше).

Увеличение потерь в газопроводах несколько снижает выигрыш в мощности.

Формула (82) может служить и для ориентировочной оценки коэффициентов скорости φ и ψ :

$$\frac{1 - \varphi_{cp}^2}{1 - \varphi^2} \approx 1 + 3\epsilon_c^2. \quad (83)$$

Формулы (82) и (83) следует рассматривать как грубо приближенные, нуждающиеся в экспериментальной проверке.

35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ТУРБИНЫ И НАГНЕТАТЕЛЯ

Рабочие колеса турбины и нагнетателя крепятся на одном валу и вращаются с одинаковым числом оборотов. Поэтому выбор числа оборотов должен производиться таким образом, чтобы обеспечить нормальные соотношения размеров как в турбине, так и в нагнетателе.

Методика определения соотношения основных размеров турбины и нагнетателя может быть предложена следующая.

Окружная скорость концов рабочих лопаток колеса нагнетателя может быть найдена по коэффициенту изоэнтропического напора:

$$u_{2K} = \sqrt{\frac{L_{aK}}{\psi_a}}, \quad (84)$$

причем величину ψ_a выбирают на основании экспериментальных данных для известных нагнетателей автомобильных турбокомпрессоров. При числе рабочих лопаток $z_p = 14$ $\psi_a = 0,6 \div 0,63$.

Работа определяется по формуле

$$L_{aK} = c_p T_0 \left(\epsilon_K^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

где степень повышения давления в нагнетателе ϵ_K находят из условия получения необходимой мощности двигателя.

Отношение диаметров рабочих колес $\frac{d_{1T}}{d_{2K}}$ определяют с помощью баланса мощностей и с использованием уравнения Эйлера:

$$G_K L_K = \eta_m G_T L_T;$$

$$L_K = \varphi u_{2K}^2; \quad L_T = u_{1T}^2 (\mu_{1T} - \alpha_{dT}),$$

где α_{dT} — коэффициент, учитывающий долю дисковых потерь рабочего колеса турбины;

$$\mu_{1T} = \left(\frac{c_{1u}}{u_1} \right)_T.$$

На расчетном режиме предполагают, что $c_{2uT} = 0$.

Используя приведенные выше зависимости, находим

$$\frac{u_{1T}}{u_{2K}} = \frac{d_{1T}}{d_{2K}} = \sqrt{\frac{G_K}{G_T} \frac{\psi}{(\mu_{1T} - \alpha_{dT}) \eta_m}}. \quad (85)$$

Формула (85) позволяет заключить, что диаметр колеса турбины d_{1T} должен быть несколько больше диаметра колеса нагнетателя d_{2K} . Если принять диаметры одинаковыми, то это означает, что $\mu_{1T} < 1$ и что, следовательно, угол входа потока на рабочие лопатки турбины меньше 90° . Фактически оптимальный к. п. д. турбины достигается при угле β_1 , несколько большем, чем 90° . Разумеется, уменьшение угла β_1 (при неизменном входном угле лопаток $\beta_{1a} = 90^\circ$) означает увеличение потерь в рабочем колесе. Практически, как правило, в турбокомпрессоре принимают одинаковые диаметры рабочих колес, что приводит к незначительному снижению к. п. д.

Равенство чисел оборотов и уравнение неразрывности накладывают определенные ограничения на соотношение параметров $\bar{b}$ и $\bar{c}_r$ в турбине и компрессоре. Из равенства чисел оборотов $n_T = n_K$ следует, что

$$\frac{u_{2K}}{d_{2K}} = \frac{u_{1T}}{d_{1T}}.$$

Воспользуемся уравнением неразрывности, записанным для сечений на выходе из рабочего колеса нагнетателя и на входе в рабочее колесо турбины:

$$\frac{G_K}{\rho_{2K}} = \pi d_{2K} b_{2K} c_{2mK} \tau_K = \pi d_{2K}^2 u_{2K} c_{2mK} \bar{b}_{2K} \tau_K;$$

$$\frac{G_T}{\rho_{1T}} = \pi d_{1T} b_{1T} \bar{c}_{1mT} \tau_T = \pi d_{1T}^2 u_{1T} \bar{c}_{1mT} \bar{b}_{1T} \tau_T,$$

где τ_K и τ_T — коэффициенты заполнения проходных сечений активным потоком (коэффициенты расхода); приближенно можно принимать $\tau_T = \tau_K$.

Используя три последних равенства, получаем важное уравнение, устанавливающее зависимость между параметрами $\bar{b}c_m$ турбины и нагнетателя:

$$\frac{(\bar{b}_{2K}c_{2m})_K}{(\bar{b}_{1K}c_{1m})_T} = \frac{G_T}{G_K} \cdot \frac{Q_{1T}}{Q_{2K}} \left(\frac{d_{2K}}{d_{1T}} \right)^3. \quad (86)$$

Плотность воздуха Q_{2K} и газа Q_{1T} можно определить после принятия ориентировочных значений c_{2mK} и c_{1mT} . В случае необходимости расчет может быть повторен. Согласно формуле (86) четыре параметра ($\bar{b}_{2K}$, c_{2mK} , $\bar{b}_{1T}$ и c_{1mT}) связаны одним соотношением, что дает определенную свободу в выборе этих параметров (с учетом приведенных выше рекомендаций). Напомним, что коэффициент c_{1mT} следует выбирать исходя из допустимой величины потерь с выходной скоростью [формула (75)].

Наконец, по одному из уравнений неразрывности можно определить диаметр рабочего колеса и после этого числа оборотов:

$$d_{2K} = \sqrt{\frac{G_K}{\pi Q_{2K} u_{2K} \bar{b}_{2K} c_{2mK} \tau_K}}. \quad (87)$$

Окончательная величина числа оборотов ротора должна быть выбрана с учетом предельных значений чисел оборотов, достигнутых в лучших образцах турбокомпрессоров. В основном предельное число оборотов ограничивается условиями работы подшипников и для узла подшипников с неподвижными втулками составляет 40 000—45 000 в минуту (4160—4700 *рад/сек*), а для подшипников с вращающимися втулками до 80 000 в минуту (~ 8300 *рад/сек*).

После того как найдены число оборотов и основные размеры турбины и нагнетателя, можно переходить к детальному расчету нагнетателя и турбины, уточнив попутно плотности Q_{1T} и Q_{2K} и ширину лопаток b_{2K} и b_{1T} .

36. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТУРБИН

Ранее было изучено влияние толщины выходной кромки лопаток направляющего аппарата на его эффективность. Представляет также интерес изучение влияния толщины Δ на характеристики ступени в целом. Теоретическое исследование этого влияния затрудняется тем, что с увеличением толщины выходной кромки лопаток направляющего аппарата возрастают потери не только в направляющем аппарате, но и в рабочем колесе. Последнее легко объясняется увеличением неравномерности поля скоростей перед рабочими лопатками.

Влияние толщины выходной кромки лопаток направляющего аппарата на к. п. д. турбины

С целью изучения влияния толщины выходной кромки лопаток направляющего аппарата в НАМИ были проведены специальные исследования на опытном стенде. Рабочее колесо оставалось неиз-

менным, а в направляющем аппарате использовались лопатки, которые ранее были исследованы в статических условиях.

Рассмотрим вначале характеристики изолированных направляющих аппаратов (рис. 82). При малой толщине выходной кромки

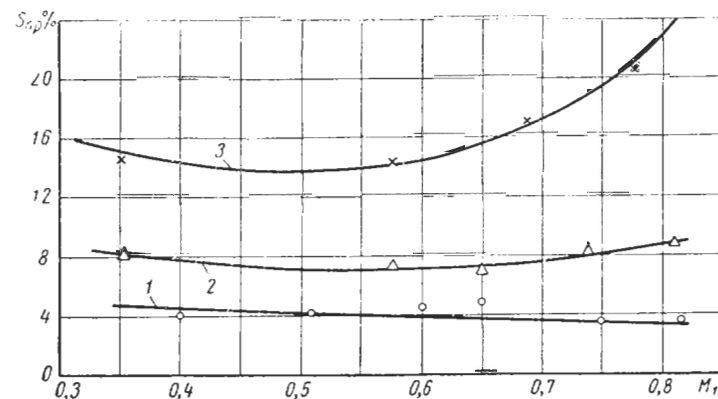


Рис. 82. Коэффициент потерь лопаточных направляющих аппаратов с различной толщиной выходной кромки:

1 — $\Delta = 0,19$; 2 — $\Delta = 0,39$; 3 — $\Delta = 0,69$

($\Delta = 0,19$ и $\Delta = 0,35$ мм) профильные потери в направляющем аппарате невелики и мало изменяются с изменением числа Маха.

Увеличение толщины выходной кромки вдвое ($\Delta = 0,39$ и $\Delta = 0,7$ мм) вызывает увеличение коэффициента профильных потерь также примерно вдвое, причем наблюдается возрастание потерь при числах Маха $M_1 = 0,7 \div 0,8$. Последнее объясняется увеличением скоростей в межлопаточных каналах с ростом Δ . Особенно резкое возрастание потерь при больших числах Маха происходит в случае профилей, у которых $\Delta = 0,69$.

Рассмотрим характеристики турбины. На рис. 83 приведены данные по расходу и углу α_1 . Во всех трех случаях расход ступеней и угол α_1 при соответствующих значениях параметра x_{ad} практически одинаковы. Расход газа уменьшается с увеличением параметра x_{ad} . Угол α_1

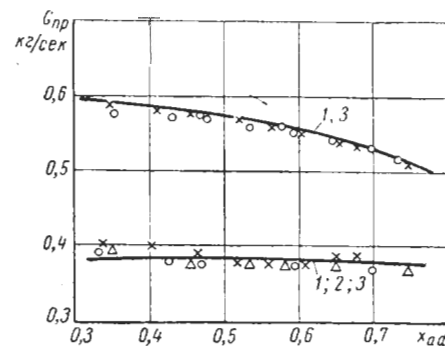


Рис. 83. Расходные характеристики ступеней с разной толщиной выходных кромок направляющих лопаток:

1 — $\Delta = 0,15$; 2 — $\Delta = 0,255$; 3 — $\Delta = 0,434$

также несколько уменьшается с ростом x_{ad} , что вызвано увеличением числа Маха.

Равенство расходов и углов α_1 для всех трех ступеней позволяет считать, что отличие в характеристиках ступеней $\eta_{eT} = f(x_{ad})$ и $\theta = F(x_{ad})$, приведенных на рис. 81, вызвано исключительно влиянием толщины выходной кромки. Согласно рис. 81 увеличение относительной толщины $\bar{\Delta}$ от 0,15 до 0,434 вызывает заметное снижение эффективного к. п. д. турбины от 76 до 71,5%.

Интересно отметить, что расчет с использованием опытных значений коэффициентов скорости направляющих аппаратов (но при неизменной величине коэффициента скорости рабочих лопаток) дает меньшее снижение к. п. д. турбины (до 72,7%). Это означает, что с увеличением относительной толщины выходной кромки направляющих лопаток несколько возрастают потери в рабочем колесе.

Исследование турбины с безлопаточным направляющим аппаратом. Определение оптимальной протяженности кольцевого участка Δr

Для улучшения компактности турбины размер кольцевого участка безлопаточного направляющего аппарата должен быть минимальным. Однако опыты показывают, что с увеличением размера Δr заметно выравнивается поле давлений и скоростей перед рабочим колесом (в окружном направлении). Кроме того, от размера Δr должна зависеть величина к. п. д. турбины, поэтому изучение влияния этого размера на к. п. д. турбины представляет большой практический интерес.

Экспериментальному исследованию подвергались четыре варианта безлопаточного направляющего аппарата круглого сечения (см. рис. 79, а) с разным отношением $\bar{\Delta r} = \frac{\Delta r}{r_1}$, но постоянной шириной b ($\frac{b}{d_1} = 0,12$).

Углы α_1 во всех случаях были достаточно близкими по величине, чтобы пренебречь их влиянием на характеристики (для $\Delta r = 0$ $\alpha_1 \approx 16,7^\circ$; для остальных вариантов угол α_1 изменялся в пределах $18,5-20,3^\circ$).

Результаты опытов при отношении давлений $\delta = 1,4$ приведены на рис. 84, которая свидетельствует о заметном влиянии отношения $\bar{\Delta r} = \frac{\Delta r}{r_1}$ на к. п. д. турбины. Если для отношений $\bar{\Delta r} = 0$ и $\bar{\Delta r} = 0,134$ максимальный к. п. д. турбины равен примерно 69%, то для $\bar{\Delta r} = 0,242$ $\eta_{eT} = 71\%$; дальнейшее увеличение отношения $\bar{\Delta r}$ приводит к снижению к. п. д. На основании этих опытов можно заключить, что оптимальное отношение $\bar{\Delta r}_{opt} = 0,24$.

Следует, однако, отметить, что полученный результат носит частный характер и справедлив для турбин с углом $\alpha_1 = 18 \div 20^\circ$ и отношением $\frac{b_1}{d_1} = 0,1 \div 0,12$. Можно ожидать, что оптимальное отношение зависит от отношения $\frac{b_1}{d_1}$ и особенно от величины угла α_1 .

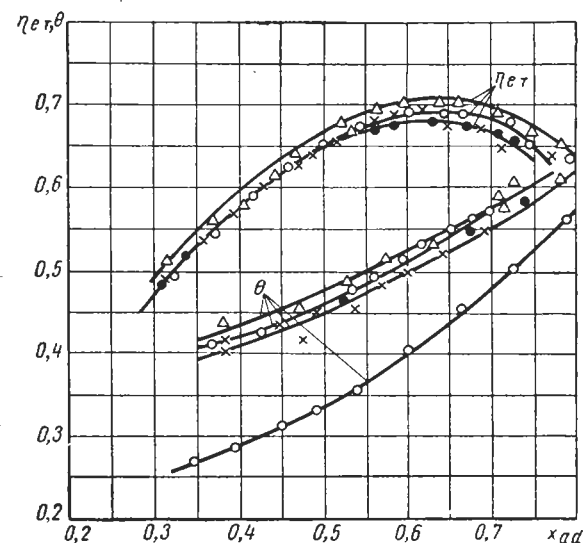


Рис. 84. Характеристики турбин с безлопаточным направляющим аппаратом ($\delta = 1,4$):

○ — $\bar{\Delta r} = 0$; × — $\bar{\Delta r} = 0,134$ ($\Delta r = 9$ мм); △ — $\bar{\Delta r} = 0,242$ ($\Delta r = 16$ мм); ● — $\bar{\Delta r} = 0,408$ ($\Delta r = 27$ мм)

Сравнение характеристик турбин с лопаточными и безлопаточными направляющими аппаратами

Уже отмечалось, что потери в безлопаточном направляющем аппарате больше, чем в лопаточном. Представление о степени влияния типа направляющего аппарата на характеристики турбины дает рис. 85, на котором приведены характеристики турбин с одинаковыми рабочими колесами и углами α_1 и различными направляющими аппаратами.

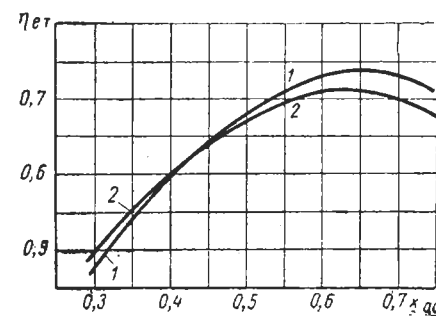


Рис. 85. Характеристики турбин: 1 — с лопаточным направляющим аппаратом; 2 — с безлопаточным направляющим аппаратом

Как следует из графика, максимальный к. п. д. турбины с лопаточным аппаратом примерно на 2% (абсолютных) больше, чем в случае турбины с безлопаточным аппаратом. Характер зависимости $\eta_{ет} = f(x_{ад})$ в обоих случаях весьма близкий. Следует отметить, что характеристики, изображенные на рис. 85, получены при сравнительно малом отношении давлений ($\delta = 1,4$). Можно ожидать, что в случае больших отношений давлений отличия характеристик будут более значительными вследствие более резкого изменения угла α_1 в безлопаточном направляющем аппарате.

Настройка режима работы турбины с безлопаточным направляющим аппаратом

Вследствие недостаточной точности расчета турбины и нагнетателя приходится в процессе доводки турбокомпрессора производить настройку режимов работы турбины и нагнетателя. Цель такой настройки — согласование расчетных режимов работы турбины и нагнетателя. В случае лопаточных направляющих аппаратов настройка турбины возможна путем поворота лопаток или изменения их высоты. Гораздо проще настройка осуществляется в турбине с безлопаточным направляющим аппаратом,

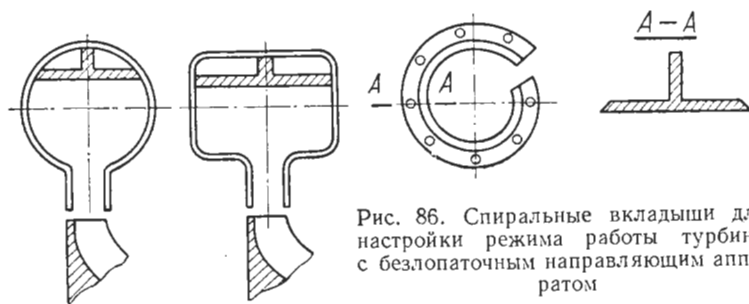


Рис. 86. Спиральные вкладыши для настройки режима работы турбины с безлопаточным направляющим аппаратом

которую производят следующим образом. Проходное сечение спиральной камеры F_a выбирают так, чтобы обеспечить наибольшее вероятное значение угла α_1 , найденное с учетом возможных неточностей методики расчета турбины и нагнетателя.

Необходимое уменьшение угла (увеличение отношения давлений в турбине) достигается путем установки в улитку спиральных вкладышей, уменьшающих проходное сечение улитки (рис. 86). Опыты показывают, что установка вкладышей в улитку круглого сечения, уменьшающих проходное сечение до 8%, приводит к снижению к. п. д. турбины всего на 1%. Следует отметить, что в опытах применялся вкладыш с плоской стенкой. Если применять вкладыш со стенкой более сложной формы, то практически можно избежать снижения к. п. д.

Регулирование турбины с безлопаточным направляющим аппаратом возможно, по крайней мере, двумя способами.

Первый способ состоит в перемещении боковой стенки кольцевого пространства перед рабочим колесом или, другими словами, в изменении ширины направляющего аппарата b . Такой способ явно неэффективен, так как с уменьшением размера b (площади F_1) одновременно возрастает угол α_1 , в то время как требуется уменьшение этого угла. Поэтому необходимое небольшое изменение режима работы турбины достигается путем значительного изменения размера b , что приводит к возрастанию потерь в рабочем колесе.

На рис. 87 дана зависимость угла α_1 от параметра $\bar{F}_a$ для $\delta = 0,6$. С уменьшением параметра $\bar{F}_a$ угол α_1 уменьшается, причем расчетные и опытные данные весьма близки во всем рассматриваемом диапазоне изменения этого параметра.

Изменение угла α_1 с изменением параметра $\bar{F}_a$ влияет на величину степени реактивности и особенно резко на расход газа. Другой способ регулирования турбин данного класса заключается в применении заслонок (лопаток), оси которых размещают

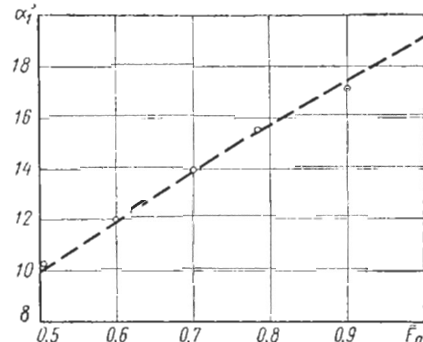


Рис. 87. Изменение угла α_1 в зависимости от площади $\bar{F}_a$ проходного сечения безлопаточного направляющего аппарата; отдельные точки соответствуют опытным данным, штриховая кривая построена по расчетным данным для $k_M = 1$

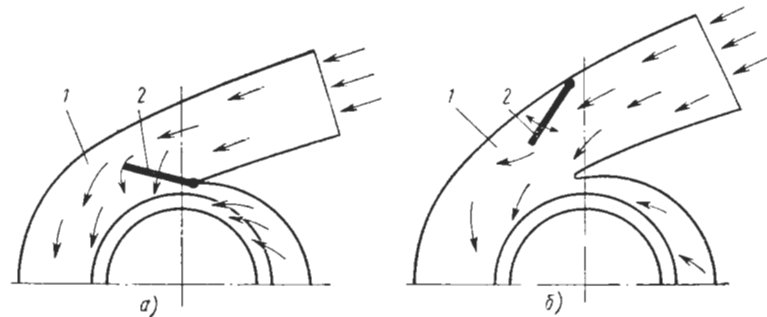


Рис. 88. Схема регулирования радиально-осевой турбины с применением заслонки, шарнирно закрепленной во входной части улитки:

1 — улитка; 2 — лопатка

на внутренней (у языка) или наружной поверхности улиток. Как видно из рис. 89, при повороте лопатки, шарнир которой размещен у языка улитки (рис. 88, а) [33], расход газа через турбину уменьшается примерно на 30% (кривая 2 на рис. 89). Кривая 3

является характеристикой той же турбины при использовании регулирующего органа в виде лопатки, шарнирно закрепленной на наружной поверхности улитки у входа в последнюю (рис. 88, б) (примерно для того же расхода рабочего тела, как и в случае применения предыдущего варианта лопатки).

Сопоставление кривых 2 и 3 (рис. 89) показывает, что данный способ позволяет в широком диапазоне регулировать пропускную способность турбин с безлопаточными направляющими аппаратами, но при этом значительно уменьшается к. п. д.

При закреплении шарнира регулирующей лопатки на внешнем контуре улитки снижение

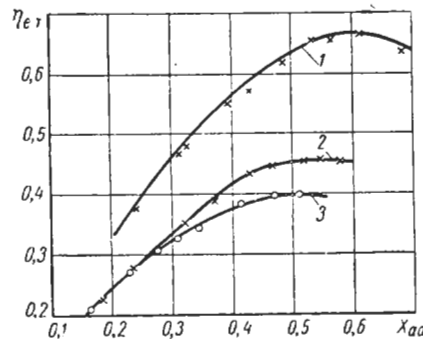


Рис. 89. Характеристики радиально-осевой турбины:

1 — при отсутствии регулирования; 2 — при применении лопатки с шарниром на наружном контуре улитки; 3 — при применении лопатки с шарниром у разделительного языка

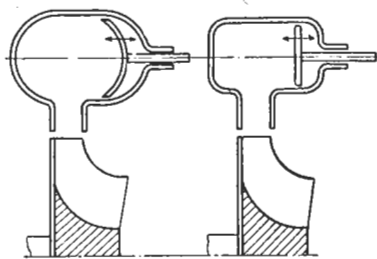


Рис. 90. Регулирование турбины с помощью подвижной перегородки, установленной в спиральной камере

к. п. д. по мере поворота лопатки оказывается менее резким, чем при закреплении шарнира на внутренней поверхности улитки.

Возможны также и другие способы регулирования турбин с безлопаточными направляющими аппаратами. Конструкция систем регулирования у этих турбин проще, чем у турбин с лопаточными направляющими аппаратами. В частности, разработана конструкция регулируемой турбины с безлопаточным направляющим аппаратом, имеющей профилированную перегородку, перемещаемую вдоль оси турбины (рис. 90). Очевидно, что при таком перемещении изменяется сечение проточной части улитки, а следовательно, и момент количества движения при постоянном расходе.

На рис. 91 приведены характеристики $\theta = f(x_{ad})$, из которых следует, что уменьшение $\bar{F}_a$ приводит к заметному понижению степени реактивности. Так, например, при $x_{ad} = 0,625$ уменьшение $\bar{F}_a$ от 1 до 0,5 приводит к уменьшению θ от 0,49 до 0,38. Наблюдаемое уменьшение степени реактивности связано главным образом с уменьшением угла α_1 .

Расходные характеристики турбины изображены на рис. 92. Характер зависимости $G_{np} = f(x_{ad})$ одинаков для всех значе-

ний $\bar{F}_a$, однако расход в значительной степени зависит от площади $\bar{F}_a$. Так, при расчетном значении параметра $x_{ad} = 0,625$ уменьшение $\bar{F}_a$ вдвое вызывает снижение расхода газа в 1,64 раза (от $\frac{G_{np}}{G_{np0}} = 1$ до $\frac{G_{np}}{G_{np0}} = 0,61$). Характерно, что расход газа уменьшается несколько медленнее, чем площадь $\bar{F}_a$. В некоторой степени это объясняется увеличением потерь в направляющем аппарате. Однако главная причина заключается в уменьшении степени реактивности. Известно [31], что с умень-

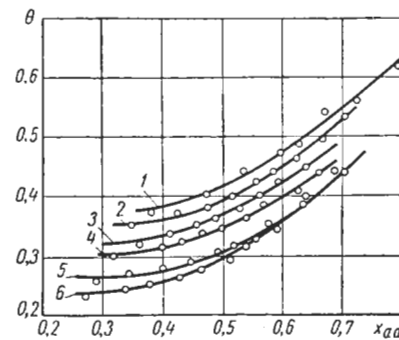


Рис. 91. Изменение степени реактивности при регулировании турбины с помощью подвижной перегородки:

1 — $\bar{F}_a = 1$; 2 — $\bar{F}_a = 0,9$; 3 — $\bar{F}_a = 0,7$; 4 — $\bar{F}_a = 0,77$; 5 — $\bar{F}_a = 0,6$; 6 — $\bar{F}_a = 0,5$

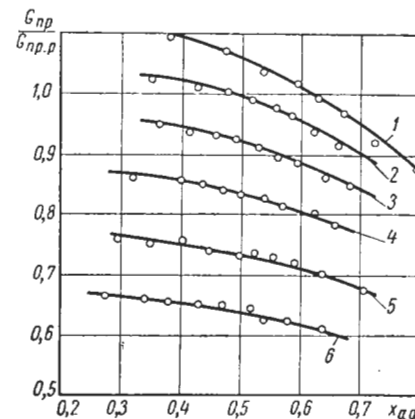


Рис. 92. Расходные характеристики турбины при регулировании ее с помощью подвижной перегородки. Обозначения те же, что и на рис. 91

шением степени реактивности возрастает расход газа. Так, в случае несжимаемой жидкости при постоянном перепаде давления справедлива следующая зависимость:

$$\frac{G_{np}}{G_{np0}} = \frac{\sin \alpha_1}{\sin \alpha_{10}} \sqrt{\frac{1-\theta}{1-\theta_0}}$$

Согласно этой формуле уменьшению площади $\bar{F}_a$ от 1 до 0,5 соответствует относительный расход

$$\frac{G_{np}}{G_{np0}} = \frac{\sin 10^\circ}{\sin 19^\circ} \sqrt{\frac{1-0,38}{1-0,49}} = 0,59.$$

Действительное значение расхода газа несколько больше ($\frac{G_{np}}{G_{np0}} = 0,61$), так как в расчете не учитывался эффект сжимаемости и уменьшение коэффициента скорости φ .

Рассмотрим, как влияет параметр $\bar{F}_a$ на к. п. д. турбины. Из рис. 93, на котором приведены зависимости $\eta_{eT} = f(x_{ad}, \bar{F}_a)$,

следует, что влияние площади $\bar{F}_a$ на к. п. д. невелико. Так, например, уменьшение параметра $\bar{F}_a$ от 1 до 0,5 вызывает снижение к. п. д. от $\eta_{eT0} = 0,71$ до $\eta_{eT} = 0,64$.

Следует иметь в виду, что при этом расход газа уменьшается в 1,64 раза, а эффективная мощность турбины — в 1,82 раза. Действительно, отношение давлений в турбине остается неизменным, поэтому приведенная мощность турбины изменяется пропорционально произведению $G_{np} \eta_{eT}$:

$$\frac{N_{np}}{N_{np0}} = \frac{G_{np}}{G_{np0}} \frac{\eta_{eT}}{\eta_{eT0}}.$$

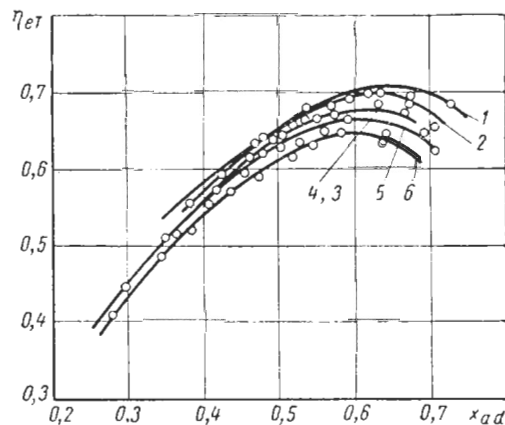


Рис. 93. Характеристики турбины при регулировании ее при помощи подвижной перегородки. Обозначения те же, что и на рис. 91

В рассматриваемом примере

$$\frac{N_{np}}{N_{np0}} = 1,64 \frac{0,71}{0,64} = 1,82.$$

Итак, уменьшение мощности в 1,8 раза соответствует снижению к. п. д. турбины примерно на 10%. Эти цифры свидетельствуют о высокой эффективности рассматриваемого способа регулирования.

Более наглядное представление об эффективности регулирования с помощью подвижной перегородки в улитке дает рис. 94, на котором приведена зависимость относительного уменьшения к. п. д. турбины от относительного снижения расхода газа. Отно-

сительному снижению расхода $\frac{\Delta G_{np}}{G_{np0}} = 0,4$ соответствует отно-

сительное уменьшение к. п. д. $\frac{\Delta \eta_{eT}}{\eta_{eT0}} = 0,11$. Зависимость

$$\frac{\Delta \eta_{eT}}{\eta_{eT0}} = f\left(\frac{\Delta G_{np}}{G_{np0}}\right) \text{ близка к линейной.}$$

Для сравнения на рис. 94 приведена аналогичная характеристика регулирования путем перемещения перегородки в кольцевом пространстве перед рабочим колесом. Преимущества регулирования путем изменения проходного сечения спиральной улитки очевидны.

В заключение отметим, что зависимость $\frac{\Delta \eta_{eT}}{\eta_{eT0}}$ от $\frac{\Delta G_{np}}{G_{np0}}$, приведенная на рис. 94, носит частный характер. Количественные соотношения зависят от величины угла α_{10} на расчетном режиме ($\bar{F}_a = 1$) и от выходного угла рабочих лопаток β_{2a} . Путем выбора соответствующих величин α_{10} и β_{2a} можно получить близкий к желаемому характер изменения зависимости $\frac{\Delta \eta_{eT}}{\eta_{eT0}} = f\left(\frac{\Delta G_{np}}{G_{np0}}\right)$.

Так, например, выбирая большой угол α_{1p} (25—30°) и малый угол β_{2a} , можно добиться увеличения к. п. д. на частичных нагрузках.

Однако общий вывод о высокой эффективности регулирования путем изменения проходного сечения спиральной улитки остается справедливым во всех случаях, когда расчетное значение угла α_1 выбрано достаточно большим. При большом снижении расхода газа и малом расчетном значении α_{10} угол α_1 окажется настолько малым (меньше 8—10°), что это приведет к резкому возрастанию потерь в рабочем колесе и, как следствие, к снижению к. п. д. турбины. Поэтому можно рекомендовать $\alpha_{10} > 18 \div 20^\circ$.

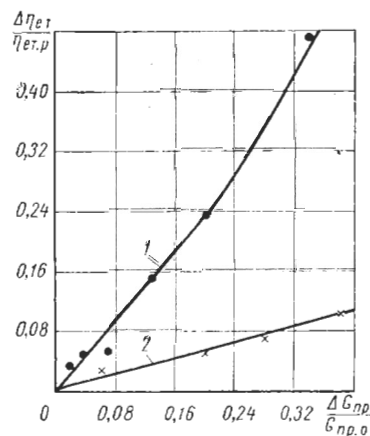


Рис. 94. Относительное снижение к. п. д. турбины в зависимости от относительного уменьшения расхода газа:

1 — регулирование путем изменения ширины кольцевого пространства (перед рабочими лопатками); 2 — регулирование при помощи подвижной перегородки в спиральной улитке

Глава V

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

37. УСЛОВИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРА

При эксплуатации автомобильных двигателей число оборотов коленчатого вала и особенно нагрузка часто и резко меняются в зависимости от дорожных условий, массы автомобиля и других факторов.

Для того чтобы удельная масса двигателя была низкой, стремятся получить высокие значения среднего эффективного давления при полной подаче топлива. Изменение среднего эффективного давления при полной подаче топлива в зависимости от числа оборотов коленчатого вала при работе двигателя по скоростной характеристике должно обуславливать тяговые качества автомобилей.

Топливная экономичность автомобилей характеризуется удельными расходами топлива двигателей при частичных нагрузках. Она определяется совокупностью значений удельного расхода топлива по нагрузочным характеристикам, которые могут быть обобщены в виде так называемых многопараметровых или универсальных характеристик двигателя.

При совместной работе двигателя и турбокомпрессора на установившихся режимах их характеристики должны быть такими, чтобы к. п. д. турбокомпрессора был высоким, а коэффициент избытка воздуха был не ниже значений, соответствующих пределу дымления. При этом температура выпускных газов должна быть не выше заданной исходя из соображений жаропрочности деталей, а степень повышения давления в нагнетателе — не более предельно допустимой по условиям прочности механизма двигателя.

Для двигателей с турбонаддувом на установившихся режимах сочетание параметров двигателя и турбокомпрессора оказывается однозначным, несмотря на отсутствие механической связи между ними. Поэтому характеристики двигателя с турбонаддувом достаточно стабильны.

Если двигатель с турбонаддувом стабильно работал на опре-

деленном режиме, то через некоторое время после воздействия на орган управления подачей топлива или вследствие изменения нагрузки устанавливается новый стабильный режим. При неустановившихся режимах характеристики двигателя и турбокомпрессора зависят от темпа изменения нагрузки, подачи топлива или числа оборотов коленчатого вала двигателя. На этих режимах особенно важно обеспечить высокое ускорение автомобиля и минимальную дымность выпуска при резком увеличении нагрузки на двигатель.

38. ОСОБЕННОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С НАДДУВОМ

Как известно, тяговые свойства автомобилей и тракторов зависят от формы скоростных характеристик двигателей. Среди безразмерных параметров формы характеристик, определяемых при стендовых испытаниях по стандартной методике (ГОСТ 491—49), обычно отмечают коэффициент приспособляемости

$$K = \frac{p_{e \max}}{p_{eN \max}}$$

и скоростной коэффициент

$$K_c = \frac{n_{pe \max}}{n_e},$$

где $p_{e \max}$ — максимальное среднее эффективное давление;
 $p_{eN \max}$ — среднее эффективное давление при максимальной мощности;
 $n_{pe \max}$ — число оборотов при максимальном среднем эффективном давлении;
 n_e — номинальное число оборотов коленчатого вала.

Величины, определяющие эти параметры, показаны на рис. 95. Как следует из гл. I, для современных автомобильных дизелей с турбонаддувом обычно $K = 1,07 \div 1,1$, т. е. не меньше, чем у базовых двигателей без наддува. Труднее обеспечить относительно небольшой скоростной коэффициент K_c . Для ряда двигателей с наддувом этот параметр на 10—15% выше, чем у базовых двигателей без наддува, что несколько уменьшает диапазон режимов устойчивой работы двигателей при эксплуатации автомобилей в тяжелых дорожных условиях.

При движении автомобиля в условиях большого сопротивления качению в случае применения двигателя с нерегулируемой системой турбонаддува тяговые качества автомобиля несколько ухудшаются по сравнению с автомобилем, имеющим двигатель без наддува той же мощности. Для обычных режимов эксплуатации автомобилей, оборудованных двигателем с турбонаддувом, по дорогам с твердым покрытием подобного ухудшения тяговых качеств практически не наблюдается. Тем не менее, учитывая

широкое применение автомобилей вне усовершенствованных дорог, необходимо стремиться к высокому значению коэффициента приспособляемости и по возможности к малому значению K_c .

Для двигателей, снабженных всережимными регуляторами числа оборотов, большое значение имеет протекание регуляторных характеристик. Степень неравномерности, соответствующая этим характеристикам автомобильных двигателей,

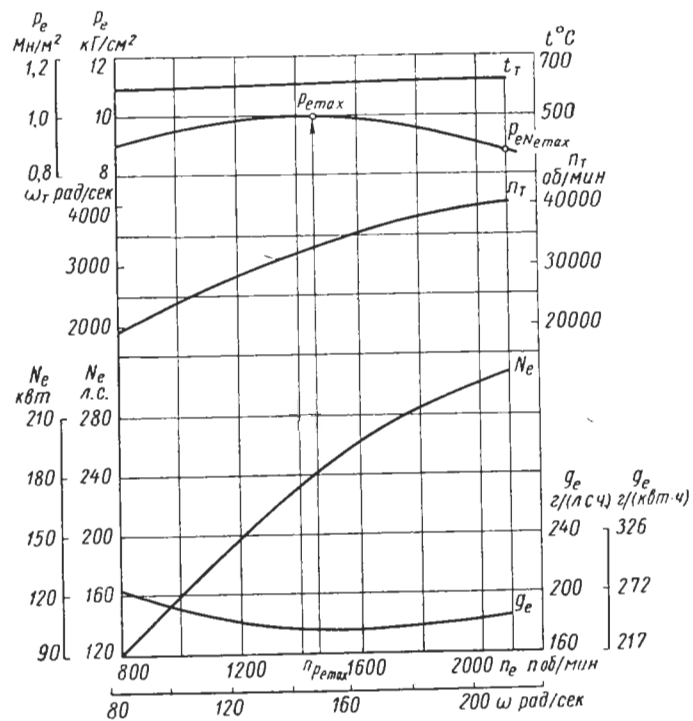


Рис. 95. Скоростные характеристики дизеля ЯМЗ-238Н с турбонаддувом

обычно не превышает 5—7%. От протекания характеристик автомобильных двигателей в значительной мере зависит и топливная экономичность автомобилей¹.

Типичная многопараметровая характеристика для автомобильных дизелей ЯМЗ-238 без наддува показана на рис. 96.

На рис. 97 показана гистограмма относительного распределения площадей q многопараметровой характеристики

¹ Исходя из статистических закономерностей нагрузочных режимов очевидно, что топливная экономичность определяется протеканием характеристик двигателей на частичных нагрузках, т. е. нагрузочных характеристик $[g_e = f(p_e)]$.

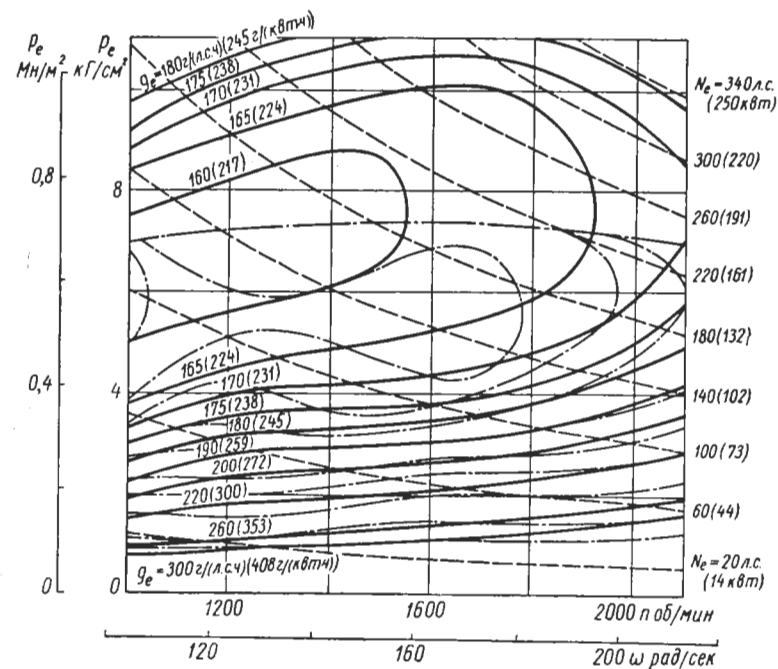


Рис. 96. Многопараметровая характеристика дизеля ЯМЗ-238

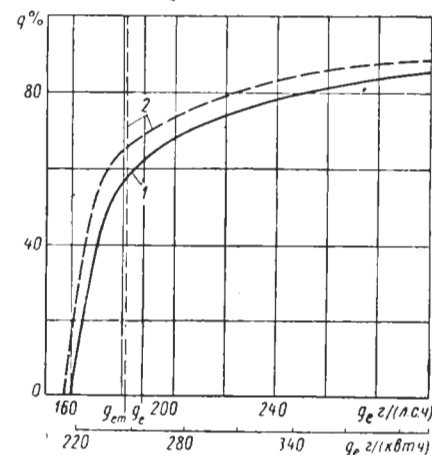


Рис. 97. Гистограмма относительного распределения площадей характеристик дизелей ЯМЗ-238:

1 — без наддува; 2 — со средним турбонаддувом

(кривая 1) по удельному расходу топлива. Вертикальная сплошная линия соответствует средневоятному расходу топлива g_{em} для всего поля характеристик двигателя без наддува. Очевидно, что топливная экономичность автомобиля в общем случае тем выше, чем ниже средний удельный расход топлива g_{em} .

Исследованиями НАМИ установлено, что площадь области многопараметровой характеристики (рис. 98), соответствующая

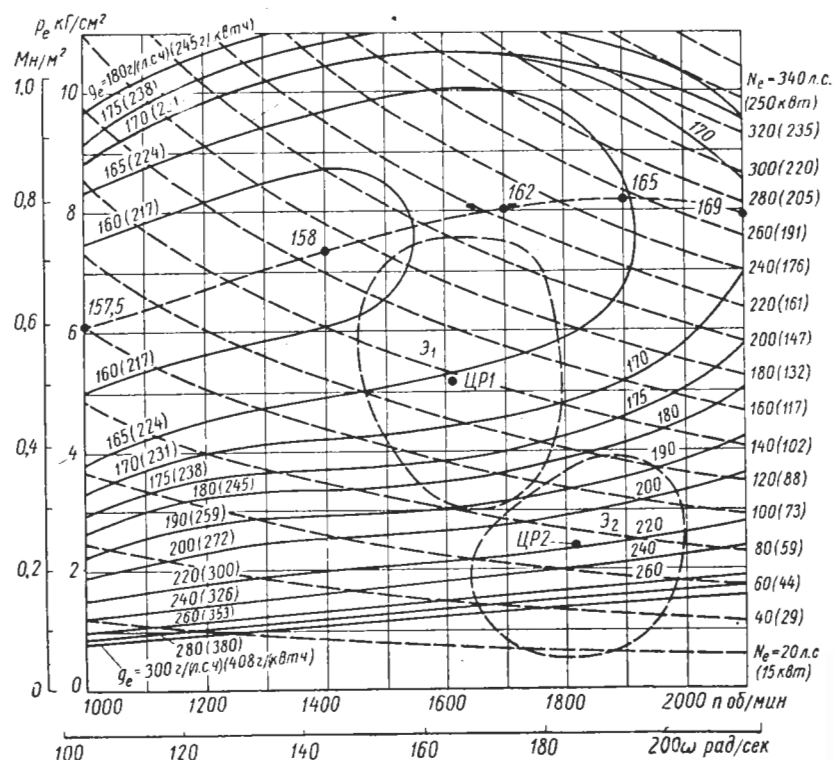


Рис. 98. Многопараметровая характеристика дизеля ЯМЗ-238Н со средним турбонаддувом

наиболее вероятным режимам работы двигателя на автомобиле, относительно невелика. На рис. 98 замкнутыми штриховыми линиями обозначены границы типичных областей 3_1 и 3_2 , соответствующих обычному использованию автомобилей большой грузоподъемности.

Точками ЦР1 и ЦР2 обозначены характерные положения центров рассеивания соответственно двух характерных диапазонов сосредоточения точек, характеризующих нагрузочные режимы

работы двигателя на автомобиле. Координаты этих центров в диаграмме $P_e - n$ могут быть рассчитаны по следующей формуле [4]:

$$P_{eЦР} = \frac{\sum_{i=1}^m P_{ei}}{m},$$

где P_{ei} — мгновенное значение эффективного давления;
 m — число точек регистрации режимов.

Один из этих диапазонов соответствует большим нагрузкам на автомобиль и другой — движению автомобиля без нагрузки. Чтобы обеспечить высокую топливную экономичность автомобиля, области 3_1 и 3_2 должны совпадать с областью низкого расхода топлива многопараметровой характеристики, а точки ЦР1 и ЦР2 — лежать в зоне минимальных расходов топлива.

Анализ статистических данных по нагрузочным режимам работы двигателя на автомобиле позволяет установить, что средняя эксплуатационная нагрузка двигателя невысока (не более 45%).

Длительность использования режимов нагрузки $\bar{p}_e = \frac{P_{ei}}{P_{e \max}} >$

$> 90\%$ для грузового автомобиля класса КраЗ не превышает 5% от общего времени работы двигателя. Этим обстоятельством объясняется относительно малое влияние наддува на износ деталей автомобильных двигателей.

На рис. 98 показана многопараметровая характеристика дизеля ЯМЗ-238 со средним турбонаддувом, а на рис. 97 (кривая 2) — гистограмма площадей.

Сопоставление кривых 1 и 2 показывает, что эксплуатационная топливная экономичность автомобильного двигателя при применении среднего наддува заметно повышается (не менее чем на 3%). При сравнении среднего удельного расхода топлива в зоне наиболее вероятных эксплуатационных режимов работы двигателей с наддувом и без наддува с одинаковой номинальной мощностью можно отметить преимущество двигателей с наддувом в отношении топливной экономичности. На рис. 99 приведены дорожно-экономические характеристики двух однотипных автомобилей большой грузоподъемности, на одном из которых установлен восьмицилиндровый двигатель без наддува, а на другом — шестицилиндровый двигатель с турбонаддувом (у обоих двигателей диаметры цилиндров одинаковы). Как видно из графика, во втором случае топливная экономичность автомобиля повышается в среднем на 10% по сравнению с первым случаем.

Очевидно, что одной из основных причин такого повышения топливной экономичности автомобиля с заданными массовыми и динамическими показателями при установке на нем двигателя с наддувом является повышение его среднего механического к. п. д.

по сравнению со средним механическим к. п. д. двигателя без наддува (см. гл. II).

Большой интерес представляет сравнение топливной экономичности автомобилей при установке на них двигателей с одинаковым рабочим объемом без наддува и со средним турбонаддувом. При малых и средних скоростях движения абсолютный расход топлива автомобиля во втором случае (рис. 100) выше по сравнению с расходом топлива тем же автомобилем, но с двигателем без наддува. При высоких скоростях движения автомобиля расход

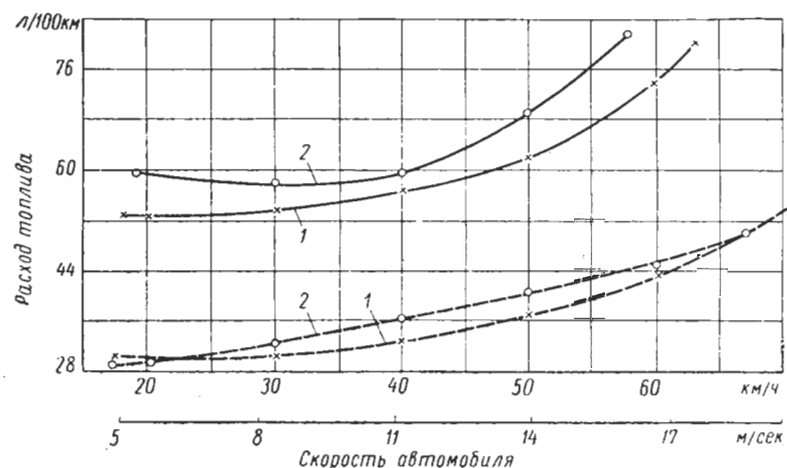


Рис. 99. Дорожно-экономические характеристики автомобилей с двигателями, имеющими одинаковую мощность и число оборотов:

1 — шестицилиндровый двигатель с турбонаддувом; 2 — восьмицилиндровый двигатель без наддува; — — — — автопоезд весом 50 т, движение на четвертой передаче; — — — — автопоезд весом 23,5 т, движение на пятой передаче

топлива во втором случае меньше, чем в первом, в среднем на 3—4%. Этим определяется возможность перспективного повышения топливной экономичности автомобиля при введении системы регулирования турбонаддува.

Необходимая форма скоростной характеристики двигателя с наддувом может быть получена в результате подбора характеристик двигателя, топливоподающей аппаратуры и агрегатов наддува. При подборе этих характеристик нельзя отдавать предпочтение обеспечению высоких мощностных параметров на номинальном скоростном режиме. Значительно важнее иметь высокий крутящий момент на режимах малых и особенно средних чисел оборотов и высокую топливную экономичность на наиболее вероятных эксплуатационных режимах работы двигателя.

Вследствие этого в качестве основного расчетного режима автомобильного двигателя с наддувом целесообразно выбирать

режимы максимальной нагрузки при числе оборотов коленчатого вала, равном $0,75n_e$. При данном скоростном режиме обычно достигается максимальный крутящий момент двигателя. Необходимо также, чтобы эффективное давление было достаточно высоким как при номинальном, так и при минимальном эксплуатационном числе оборотов; последнее обычно принимают равным $0,5n_e$.

Рассмотрим изменение параметров рабочего процесса двигателя и системы турбонаддува в зависимости от числа оборотов

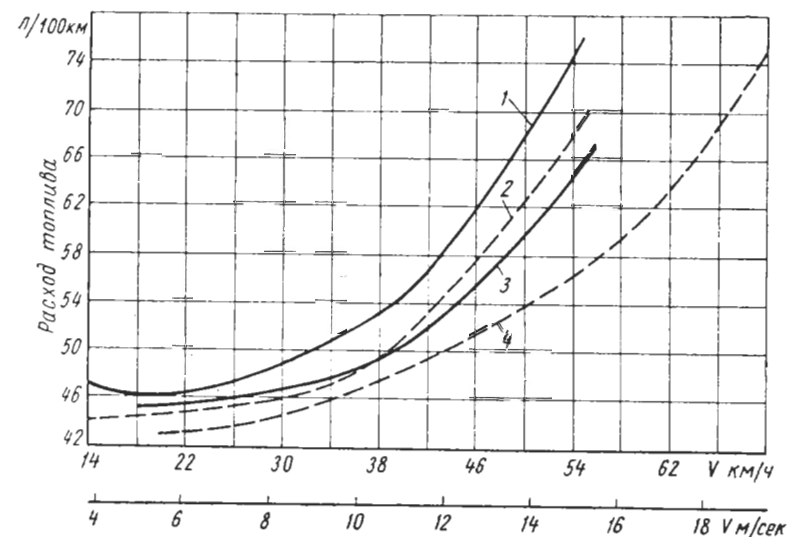


Рис. 100. Дорожно-экономические характеристики автомобиля КраЗ-214 с двигателем ЯМЗ-238 без турбонаддува и с турбонаддувом:

1 и 3 — двигатель без наддува, автомобиль движется соответственно на четвертой и пятой передачах; 2 и 4 — двигатель с турбонаддувом, автомобиль движется соответственно на четвертой и пятой передачах

коленчатого вала при работе автомобильных дизелей со средним турбонаддувом по скоростной характеристике (рис. 101).

Как видно из кривой t_r , максимальная температура выпускных газов равна 700°C , а коэффициент избытка воздуха, достигающий 1,7 на номинальном режиме, снижается до 1,3—1,4 на режиме $n_{\min} = 0,5n_e$. Это происходит в результате роста подачи топлива на цикл по мере уменьшения числа оборотов коленчатого вала при одновременном снижении расхода воздуха на цикл. Увеличение подачи топлива на цикл обуславливается характеристикой топливоподающей аппаратуры, определенной на основании необходимого закона протекания скоростной характеристики двигателя. Уменьшение расхода воздуха на цикл при снижении числа оборотов обуславливается падением степени повышения давления в нагнетателе. Отношение степеней повышения

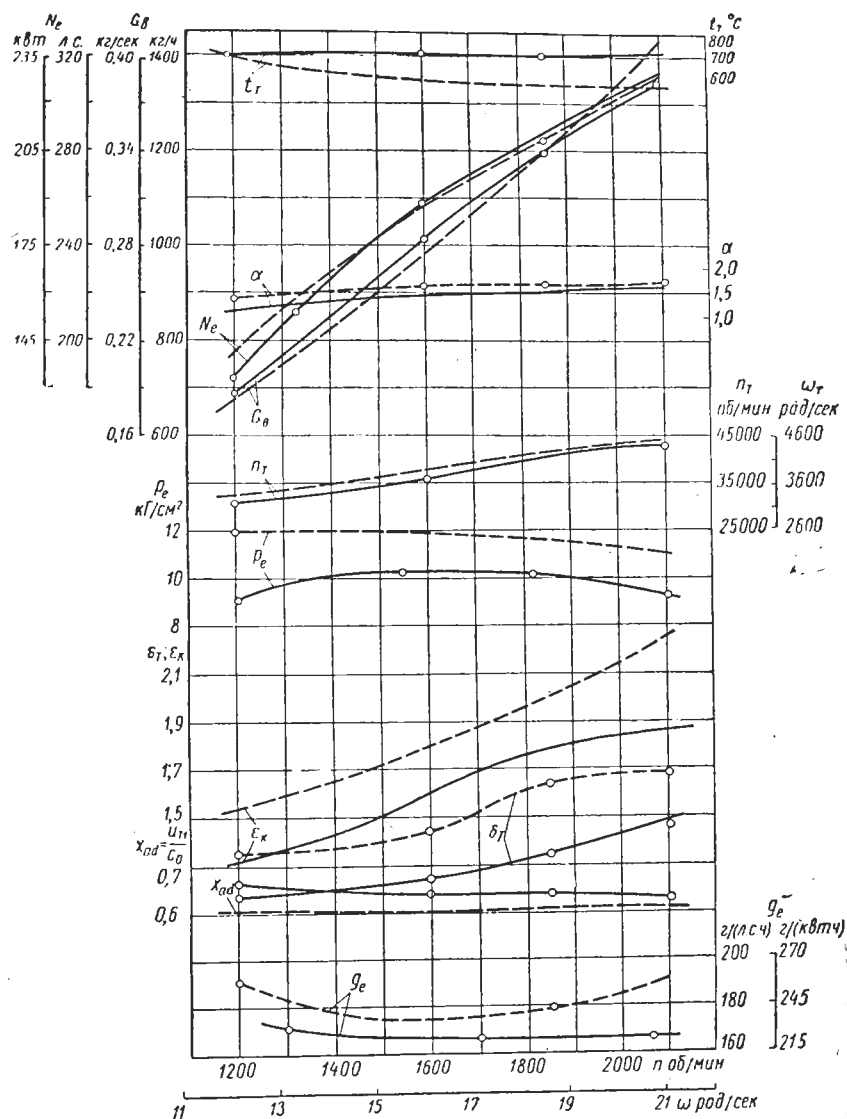


Рис. 101. Скоростные характеристики дизелей:
 — ЯМЗ-238Н; - - - Каминс NRT0

давления в нагнетателе на номинальном и минимальном числах оборотов коленчатого вала при работе двигателя по скоростной характеристике доходит до 1,3—1,4. Отношение чисел оборотов ротора турбокомпрессора в том же диапазоне режимов двигателя оказывается несколько более высоким — до 1,6.

Интересно, что отношение числа оборотов ротора турбокомпрессора на номинальном режиме к числу оборотов ротора при числе оборотов коленчатого вала, равном $0,5n_e$, меньше двух.

Таким образом, по имеющимся опытным данным характеристика совместной работы двигателя с турбокомпрессором более благоприятна, чем характеристика совместной работы двигателя с приводным центробежным нагнетателем.

Протекание зависимости $\delta_T = f(n)$ аналогично протеканию зависимости $\epsilon_K = f(n)$ (рис. 101).

Из графика на рис. 101 следует, что изменение параметра $x_{ad} = \frac{u_T}{c_{ad}}$ в диапазоне скоростной характеристики автомобильного дизеля с турбонаддувом не превышает 3%.

В случае обычного сочетания характеристик дизеля и турбокомпрессора кривая удельного расхода топлива при работе двигателя по скоростной характеристике достаточно пологая: минимальный удельный расход топлива на 1—2% меньше, чем у базового двигателя без наддува.

При номинальном числе оборотов удельный расход топлива при работе двигателя по скоростной характеристике у двигателя с наддувом почти такой же, как у базового двигателя без наддува.

На рис. 10 были приведены нагрузочные характеристики дизеля ЯМЗ при среднем наддуве и без наддува на номинальном скоростном режиме и при $n = 1600$ об/мин. Как видно из графиков удельного расхода топлива, в результате наддува топливная экономичность дизеля повышается по сравнению с базовым двигателем без наддува при нагрузках, превышающих 30—40% от номинальной. При нагрузках, превосходящих 90% от номинальной, удельный расход топлива у двигателя с наддувом в среднем на 3% ниже, чем у базового двигателя без наддува.

С уменьшением нагрузки понижается температура выпускных газов и соответственно уменьшается мощность турбины и значение повышения давления в нагнетателе. Уменьшение располагаемой энергии выпускных газов приводит к уменьшению продувочного перепада, как это следует из уравнения баланса работ турбины и компрессора. Этим объясняется ухудшение топливной экономичности дизелей с наддувом по сравнению с дизелями без него на малых нагрузках. Коэффициент избытка воздуха у двигателя с наддувом (рис. 11) выше, чем у базового двигателя без наддува, как при больших, так и в широком диапазоне при малых нагрузках.

Таким образом, согласование характеристик автомобильного двигателя и турбокомпрессора при нерегулируемой системе наддува не является оптимальным.

К серьезным недостаткам нерегулируемой системы наддува следует отнести недостаточную подачу воздуха на малых числах оборотов при работе двигателя по скоростной характеристике и наряду с этим избыточную подачу воздуха при малых нагрузках.

Эти недостатки могут быть в определенной мере устранены применением таких методов «настройки», при которых обеспечивалось бы плавное протекание характеристик турбокомпрессора в области малых и средних чисел оборотов коленчатого вала при относительно резком снижении к. п. д. турбокомпрессора по мере роста числа оборотов двигателя. Это может быть достигнуто, например, путем уменьшения сечения выпускного патрубка турбины. Данный метод использован, в частности, при отработке системы турбонаддува карбюраторного двигателя Шевроле.

Радикальным способом улучшения согласования характеристик двигателя с турбокомпрессором является применение регулируемых систем турбонаддува.

Известны две схемы регулируемых систем турбонаддува: с поворотными лопатками соплового аппарата [1, 2] и с управляемым перепускным клапаном.

В автомобильных и тракторных двигателях регулируемые системы турбонаддува с поворотными лопатками пока не нашли применения в основном из-за недостаточной надежности механизма поворота в условиях интенсивного образования отложений в сочленениях.

Другая система регулирования наддува с автоматически управляемым перепускным клапаном (см. рис. 15) дает такие же широкие возможности регулирования, как и система с поворотными лопатками. В последнее время появились упрощенные системы регулирования с заслонкой, давление на которую уравнивается противовесом. Основным недостатком данных систем является снижение к. п. д. использования энергии выпускных газов в результате перепуска.

39. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ХАРАКТЕРИСТИК НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

При эксплуатации первых автомобилей и тракторов, оборудованных двигателями с турбонаддувом, был выявлен их существенный недостаток, выражающийся в уменьшении ускорения при резком разгоне или снижении тягового усилия при форсировании внезапно возникающих препятствий, по сравнению со случаями использования на тех же шасси двигателей без наддува с той же номинальной мощностью. При этих видах неуставившихся режимов отмечается также резкое повышение дымности отработавших газов. Это определило необходимость в усовершенствовании

рабочего процесса двигателей с турбонаддувом не только на установившихся, но и на неуставившихся режимах и особенно режимах разгона или резкого нарастания нагрузки. На рис. 102 показано изменение крутящего момента (кривая 3), действующего на трансмиссию автомобиля КраЗ, оборудованного дизелем ЯМЗ-238Н с турбонаддувом, при резком разгоне груженого автомобиля и последовательном переключении передач. Кривые 3 в другом масштабе (шкала справа) характеризуют также крутящий момент двигателя с наддувом и без него. На том же рисунке приведены графики изменения числа оборотов ротора турбокомпрессора в процессе разгона автомобиля.

Обращает внимание значительное уменьшение крутящего момента двигателя с турбонаддувом в процессе разгона по сравнению с крутящим моментом, соответствующим скоростной характеристике двигателя, а также затухающий колебательный процесс изменения параметров турбокомпрессора при приближении к установившемуся режиму в конце разгона.

Введем понятие «динамической» потери крутящего момента на неуставившихся режимах:

$$P_{\partial} = 1 - \frac{M_{\partial}}{M_c},$$

где M_{∂} — крутящий момент, развиваемый двигателем на неуставившемся режиме;

M_c — крутящий момент по скоростной характеристике на том же числе оборотов коленчатого вала.

Из приведенных на рис. 102 графиков видно, что для двигателя с турбонаддувом при резком разгоне автомобиля на данной передаче $P_{\partial} = 0,25 \div 0,3$ в начале разгона и $P_{\partial} = 0,15 \div 0,2$ в его конце. Общее время, в течение которого отмечается большое значение P_{∂} , доходит до 4—5 сек. В то же время, по опытным данным НАМИ, для двигателя без наддува в сопоставимых условиях разгона значение P_{∂} не превышает 0,1 в течение времени, равного не более 0,3 сек.

На основании рис. 102 динамические потери крутящего момента дизеля с турбонаддувом можно объяснить главным образом резким снижением коэффициента избытка воздуха в процессе быстрого разгона по сравнению со значениями этого коэффициента по скоростной характеристике. Среди других факторов, от которых зависит уменьшение крутящего момента при неуставившемся режиме двигателя, указывают тепловую инерцию деталей, нестационарность процессов смесеобразования, смазки и т. д. Эти факторы действуют относительно кратковременно и как в двигателях с наддувом, так и в двигателях без наддува определяют кратковременное уменьшение крутящего момента до 10%.

Для того чтобы обеспечить высокие динамические качества автомобиля и минимальную дымность выпуска, особенно важно

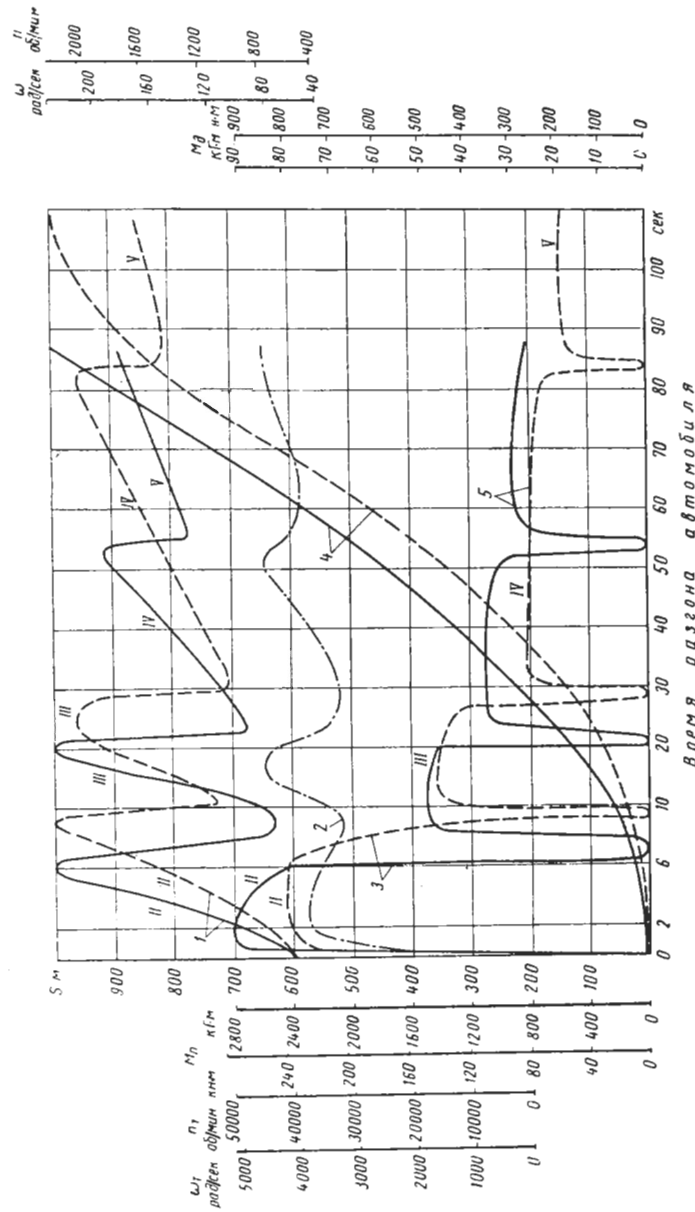


Рис. 102. Результаты испытаний автомобиля КраЗ-214 с двигателем ЯМЗ-238 с турбонаддувом и без наддува: — двигатель с турбонаддувом; - - - двигатель без наддува; 1, II, III, IV и V — включенные передачи в коробке передач; 1 — число оборотов n коленчатого вала; 2 — число оборотов n_T ротора турбокомпрессора; 3 — суммарный крутящий момент M_{Σ} на полуосях (или крутящий момент M_{Σ} двигателя) при движении автомобиля на второй передаче; 4 — путь автомобиля S за время разгона; 5 — суммарный крутящий момент M_{Σ} на полуосях при движении автомобиля на третьей, четвертой и пятой передачах

добиться быстрого увеличения крутящего момента, развиваемого двигателем при резком увеличении нагрузки. Наиболее динамичным оказывается процесс резкого нагружения при движении автомобиля по плохим дорогам, при преодолении препятствия. В этих случаях при недостаточно высоком темпе нарастания крутящего момента в узком диапазоне изменения числа оборотов коленчатого вала двигатель может остановиться.

Рассмотрим условия действия элементов системы турбонаддува при таком режиме нагружения. Резкое увеличение нагрузки сопровождается увеличением подачи топлива, происходящим автоматическим под действием регулятора числа оборотов или при резком воздействии водителя на орган управления подачей топлива. Вследствие инерционности турбокомпрессора степень повышения давления в нагнетателе, а следовательно, и расход воздуха двигателем в начале преодоления препятствия практически не изменяются. Сочетание роста цикловой подачи топлива и неизменного мгновенного расхода воздуха определяет резкое падение коэффициента избытка воздуха и соответствующий рост температуры выпускных газов, что следует из уравнения (7).

При этом в начале процесса разгона неизбежно уменьшение коэффициента избытка воздуха с последующим постепенным его повышением. Повышение температуры выпускных газов приводит к увеличению объемного расхода газа через турбину и соответственно давления газов перед ней. В результате этого мощность, развиваемая турбиной, превышает мощность, поглощаемую компрессором, и число оборотов ротора турбокомпрессора увеличивается. Несколько менее «динамичным» оказывается протекание процессов в дизеле с турбонаддувом при резком разгоне автомобиля. В этом случае увеличение числа оборотов турбокомпрессора происходит как вследствие повышения температур газов, так и в результате увеличения числа оборотов коленчатого вала. Тем не менее совершенство протекания процессов при данном неустановившемся режиме имеет особенно большое значение для автомобилей, эксплуатируемых в городских условиях, где необходимы хорошая приемистость автомобиля и малая дымность выпуска.

Резкое повышение температуры выпускных газов приводит к росту числа оборотов ротора турбокомпрессора и увеличению

скорости c_{ad} , т. е. к снижению параметра $x_{ad} = \frac{u_1 T}{c_{ad}}$.

Уменьшение к. п. д. турбины η_{T_3} вследствие отклонения от оптимального значения $x_{ad_{opt}}$ определяет некоторое снижение мощности турбины и темпа ее разгона. Поэтому при более пологом протекании зависимости $\eta_{T_3} = f(x_{ad})$ темп разгона двигателя с турбонаддувом повышается.

Среди различных способов уменьшения времени разгона турбокомпрессора наиболее эффективным является уменьшение

диаметра рабочих колес. Это можно установить в результате анализа динамики системы турбонаддува, если предположить, что окружная скорость на установившемся режиме не зависит от диаметра колеса. Это предположение является следствием условия обеспечения одинаковых треугольников скоростей на входе в колесо.

В данном случае легко установить, что кинетическая энергия рабочего колеса

$$E_k = y_1 r_1^{m_1},$$

где y_1 — коэффициент;

r_1 — наружный радиус рабочего колеса;

$$m_1 = 2,3 \div 2,5.$$

Исходя из уравнений динамики разгона турбокомпрессора, можно установить, что время разгона может быть выражено в форме экспоненциальной функции

$$\tau_2 = y_2 r_1^{m_2},$$

где y_2 — величина, изменение которой в результате изменения наружного радиуса рабочего колеса относительно невелико;

$$m_2 > 3.$$

Такая большая зависимость времени разгона от радиуса колеса объясняет наблюдающуюся тенденцию уменьшения этого радиуса.

В результате резкого увеличения подачи топлива изменение числа оборотов двигателя, имеющего момент инерции I_a , без учета колебания элементов трансмиссии, но с учетом приведенного момента инерции автомобиля, может быть найдено путем решения дифференциального уравнения:

$$(I_a + I_a) \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_c,$$

где I_a — приведенный момент инерции автомобиля;

ω — угловая скорость коленчатого вала;

M_a — средний за цикл эффективный крутящий момент на заднем конце двигателя;

M_c — средний крутящий момент, определяемый сопротивлением движению автомобиля, включая потери в трансмиссии.

На низших передачах момент инерции I_a доходит до 10—20% от I_a , поэтому инерция частей двигателя приводит к существенному снижению эффективного крутящего момента. При переходе от передачи, на которой происходит трогание с места, к последующим передачам момент инерции автомобиля возрастает про-

порционально квадрату передаточного отношения трансмиссии автомобиля. Поэтому величина «динамической» потери крутящего момента по мере повышения передачи уменьшается.

По другому протекает процесс на неустановившихся режимах в карбюраторных двигателях с турбонаддувом. При резком открытии дроссельной заслонки температура выпускных газов изменяется относительно мало, но из-за повышения абсолютного давления во впускном трубопроводе массовый заряд цилиндров увеличивается до 100% по отношению к заряду при установившемся режиме перед разгоном.

Увеличение массового заряда цилиндров приводит к увеличению массового расхода газа через турбину и, следовательно, к разгону турбокомпрессора. При этом, в отличие от дизелей, оптимальный состав смеси теоретически может поддерживаться в результате надлежащего взаимодействия дозирующих систем карбюратора. От совершенства выполнения последнего, как и от совершенства впускных трубопроводов, очень сильно зависит динамическая потеря крутящего момента в период разгона автомобиля, которая, по данным НАМИ, может достигать до 40%. Применение наддува не приводит к принципиальному изменению условий питания цилиндров свежей смесью. Поэтому влияние данного фактора на динамическую характеристику двигателей с наддувом остается примерно таким же, как и у двигателей без наддува.

Таким образом, протекание рабочего процесса в карбюраторных двигателях с турбонаддувом на неустановившихся режимах практически не ухудшается по сравнению с процессом двигателей без наддува. Однако инерционность турбокомпрессора приводит к некоторому уменьшению ускорения автомобиля по сравнению с использованием двигателей без наддува той же номинальной мощности.

Следует отметить, что кратковременное, но резкое ухудшение протекания рабочих процессов, характерное для дизелей, и снижение динамических качеств карбюраторных двигателей при режимах резкого изменения нагрузок или чисел оборотов коленчатого вала оказывается тем более значительным, чем хуже подобраны характеристики двигателя и агрегатов наддува. Некоторого улучшения протекания рабочего процесса при наддуве дизелей можно достигнуть, если ограничить подачу топлива в зависимости от давления наддува путем применения специального корректора.

Полное устранение недостатков подбора характеристик двигателей и агрегатов наддува может быть достигнуто в результате применения регулируемых систем наддува. Перемещая механизм управления входным аппаратом турбины в направлении уменьшения его пропускной способности, можно добиться увеличения числа оборотов турбокомпрессора и увеличения давления наддува

до начала разгона двигателя и тем самым предотвратить чрезмерное уменьшение коэффициента избытка воздуха и дымность выпуска.

Использование регулируемых систем наддува позволяет не только устранить один из основных недостатков автомобильных дизелей с турбонаддувом, но и существенно улучшить протекание их характеристик по сравнению с двигателями без наддува.

Применение таких систем на дизелях, устанавливаемых на тракторах, дало бы значительно меньший эффект из-за большей нестационарности режимов нагружения тракторных двигателей. В данном случае, так же как и для автомобильных дизелей, главным средством улучшения протекания процессов двигателей с наддувом на неустановившихся режимах является уменьшение момента инерции ротора турбокомпрессора.

Глава VI

КОНСТРУКЦИЯ АГРЕГАТОВ НАДДУВА

40. КОМПОНОВКА ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Большинство автомобильных двигателей с наддувом в настоящее время оборудуют системами турбонаддува. Распространение турбонаддува автомобильных двигателей стало возможным после того, как были достигнуты малая масса и компактность агрегатов при большом сроке службы, достаточной надежности и относительно малой их трудоемкости изготовления и стоимости. Все это было получено, несмотря на высокую максимальную температуру выпускных газов ($750-850^{\circ}\text{C}$) в современных автомобильных двигателях.

Чтобы добиться высокой топливной экономичности двигателей при умеренной тепловой напряженности деталей, должен быть высоким к. п. д. агрегатов наддува, а изменение его должно обуславливать необходимую форму скоростной характеристики двигателя.

Получить высокий к. п. д. лопаточных агрегатов наддува тем труднее, чем меньше расход воздуха и газа через турбокомпрессор. Вследствие этого турбонаддув применяют в автомобильных двигателях средней и большой мощности (свыше 100 л. с., или 73,5 кВт).

Одним из препятствий для применения турбонаддува в автомобильных двигателях считалась недостаточно высокая приемистость турбокомпрессоров. Этот недостаток тем острее, чем больше диаметр рабочих колес и их момент инерции.

В последние годы удалось резко повысить допустимое число оборотов ротора автомобильных турбокомпрессоров. Вследствие этого, а также в результате применения систем регулирования приемистость автомобильных двигателей с турбонаддувом стала достаточно высокой.

Для типичной конструкции автомобильного турбокомпрессора (см. рис. 104, 106—108) характерно консольное расположение радиальных рабочих колес радиально-осевой турбины и центростремительного нагнетателя. Вал вращается в подшипниках, расположенных между рабочими колесами. Корпус подшипников, назы-

ваемый также средним корпусом, расположен между корпусами турбины и нагнетателя.

Вследствие разницы в температурах рабочего тела турбины и нагнетателя температура их корпусов различается на 500—600° С. В результате этого различие температурных деформаций корпусов достигает 1—2 мм. В этих условиях необходимо предотвратить чрезмерные температурные напряжения в корпусе подшипников, который обычно жестко соединен с корпусом турбины. Следует также ограничивать температурные напряжения, обусловленные деформацией труб, подводящих газ к турбине. Опыт конструирования позволяет установить, что это может быть достигнуто должным сочетанием податливости сопрягающихся частей корпусов при возможном уменьшении диаметров соединительных фланцев. Последнее позволяет уменьшить абсолютную величину разности свободных температурных деформаций, которая должна быть компенсирована в узле сопряжения корпусов.

Интенсивность передачи тепла от корпуса турбины к корпусам подшипников и нагнетателя должна быть минимальной, так как от этой интенсивности зависит тепловая напряженность подшипников, а также степень подогрева воздуха в нагнетателе от стенок корпуса.

Как установлено в результате исследований НАМИ [29], при несовершенной компоновке турбокомпрессора возможен дополнительный подогрев воздуха в нагнетателе, что равносильно уменьшению к. п. д. агрегата наддува.

В то же время путем применения системы тепловых сопротивлений, уменьшения площади контакта корпусных деталей и использования экранов, уменьшающих теплопередачу излучением, можно практически исключить теплопередачу воздуху от стенок корпуса нагнетателя.

При конструировании турбокомпрессора большое внимание надо уделять уменьшению тепловой напряженности подшипников ротора как на установившихся, так и на неустановившихся режимах.

Для повышения надежности узла подшипников необходимо стремиться к уменьшению разницы в количестве тепла, поступающего в подшипники, расположенные соответственно со стороны турбины и нагнетателя.

На установившихся режимах тепловой баланс подшипника ротора турбокомпрессора приближенно может быть представлен в следующем виде:

$$Q_a + Q_{фр} + Q_{фн} = Q_m + Q_k,$$

где Q_a — количество тепла, поступающего от вала к подшипнику;

$Q_{фр}$ и $Q_{фн}$ — тепловыделение вследствие наличия трения соответственно в опорной и упорной частях подшипника;

Q_m — количество тепла, отводимого маслом, прокачиваемым через подшипник;

Q_k — количество тепла, отводимого от подшипника в его корпус (или отводимого от последнего).

Рассмотрение данного уравнения позволяет установить, что подвод тепла к подшипникам со стороны турбины больше, чем подвод тепла к ним со стороны нагнетателя, главным образом вследствие различной температуры участков вала с указанных сторон. Поэтому упорный подшипник целесообразно располагать со стороны нагнетателя.

Необходимо также добиваться уменьшения подвода тепла к подшипнику со стороны турбины путем применения радиационных экранов, тепловых барьеров и т. п.

Анализ рассматриваемого уравнения позволяет объяснить резкое повышение температуры подшипников после резкой остановки турбокомпрессора, работавшего при большой температуре газов, поступающих в турбину (рис. 103). Это можно объяснить прекращением прокачки масла через подшипники после остановки двигателя при сохранении интенсивного подвода тепла от колеса турбины к валу и далее в подшипники.

Одна из сложнейших задач конструирования турбокомпрессоров — это предотвращение чрезмерных вибрационных нагрузок на элементы ротора. При относительно небольших силах давления газов или воздуха, действующих на рабочие колеса, нагрузка на подшипники и напряжения в лопатках обусловлены главным образом вибрационными составляющими, которые могут многократно усиливаться на резонансных режимах.

Учитывая возможность работы автомобильных двигателей на скоростных режимах, более высоких, чем номинальный, необходимо, чтобы отношение частоты собственных колебаний к частоте возмущающих сил на номинальном режиме было достаточно высоким (более 1,3). Для уменьшения сил, возбуждающих вибрации рабочих лопаток, надо стремиться к равномерности поля полных давлений газа, поступающего в рабочее колесо турбины.

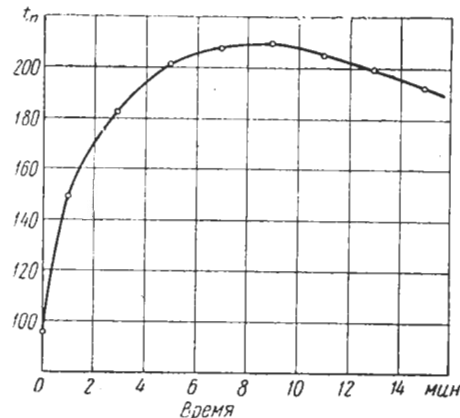


Рис. 103. Изменение температуры подшипников t_n турбокомпрессора после резкой остановки двигателя

Конструкция ротора должна быть такой, чтобы при его переборке не возникало дисбаланса, вызванного относительным смещением его частей вследствие наличия зазоров в сопряжениях, неточности выполнения геометрических размеров торцовых элементов, неравномерной деформации элементов при затяжке, а также деформаций, вызываемых моментами центробежных сил. С этой целью в последние годы, как правило, для соединения колеса турбины с валом применяют сварку, а колеса нагнетателя с цапфой вала — горячепрессовую посадку. Рабочие колеса до сборки и ротор в сборе обязательно подвергают статической и динамической балансировке.

Среди форм колебаний элементов ротора следует обращать внимание на колебания лопаток по отношению к диску. Наиболее опасной формой колебаний являются собственные колебания первого порядка лопатки по отношению к ее корню.

Экспериментально установлено, что частота собственных колебаний этой формы должна быть по крайней мере на 30—40% выше, чем частота члена низшего порядка гармонического ряда, которому эквивалентна переменная нагрузка на лопатки, обусловленная неравномерностью поля давлений перед рабочим колесом.

41. ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Для развития конструкции автомобильных турбокомпрессоров за последние годы характерно увеличение степени повышения давления до 2—2,5 при одновременном увеличении к. п. д. и наряду с этим улучшение приемистости агрегатов при одновременном повышении предельных температур газов, питающих турбину, уменьшение массы и удельных габаритов турбокомпрессоров. Совокупность этих тенденций определяет постепенное повышение окружной скорости рабочих колес автомобильных турбокомпрессоров на номинальном режиме до 300—350 м/сек, а на режимах, характерных для работы автомобилей в высокогорных условиях, — до 400 м/сек.

Для автомобильных турбокомпрессоров характерен быстрый рост предельного числа оборотов рабочих колес до 60 000—80 000 и даже 100 000 в минуту (~ 6000 — $10\,000$ рад/сек) и соответственно уменьшение их размеров. Это сопровождается повышением скоростей течения рабочего тела в каналах рабочих колес. Чтобы при этом не происходило снижения к. п. д., необходима весьма тщательная отработка форм элементов проточной части турбокомпрессоров.

Чем выше число оборотов ротора, тем труднее добиться достаточной стойкости высокооборотных подшипников роторов, вибростойкости и динамической прочности роторов. Опыт турбокомпрессоростроения свидетельствует о том, что выполнение перечисленных задач вполне реально. Если использовать для изготовления деталей автомобильных турбокомпрессоров прецизионное

оборудование (особенно для балансировки деталей), то уже в настоящее время можно серийно изготавливать агрегаты наддува, показатели которых будут выше тех требований, которые обуславливаются современным уровнем двигателестроения. Следовательно, имеются предпосылки для дальнейшего форсирования двигателей путем наддува.

42. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ЯМЗ

Турбокомпрессоры ЯМЗ (рис. 104) созданы для турбонаддува четырехтактных дизелей, выпускаемых Ярославским моторным заводом.

Конструкция турбокомпрессора отличается рядом особенностей, обусловленных высоким уровнем расчетных температур газов, поступающих в турбину (до 750—770°С), и степени повышения давления нагнетаемого воздуха (до 2 и более), а следовательно, большой расчетной окружной скоростью рабочих колес (до 300—330 м/сек). Кроме того, турбокомпрессоры ЯМЗ разрабатывались параллельно с двигателями, для которых они предназначены. Это позволило в ряде случаев добиться лучших результатов, чем при применении универсальной компоновки турбокомпрессоров.

При большом выпуске автомобильных двигателей специализация конструкции агрегата наддува безусловно экономически целесообразна. Поэтому ГОСТом 9658—61 на основные параметры дизельных турбокомпрессоров предусмотрен выпуск специальных моделей турбокомпрессоров, предназначенных для автомобильных двигателей.

Турбокомпрессоры ЯМЗ имеют радиальную центростремительную турбину с двухсекционным подводом газа во входной аппарат, разделенным на две части, что позволяет обеспечить симметрию аэродинамических процессов в каждой из секций, так как направление закручивания улиток совпадает с направлением вращения колеса. При использовании таких входных аппаратов в импульсных системах наддува дизелей ЯМЗ удастся достичь равномерного подвода рабочего тела к колесу турбины при невысоких потерях во входном аппарате.

В поясе, радиус которого составляет около 0,6 от габаритного радиуса корпуса турбины, расположены шпильки крепления корпуса подшипников с радиационным экраном к корпусу турбины. Между корпусами турбины и подшипников размещена проставка-диафрагма, которая уменьшает тепловой поток из корпуса турбины в корпус подшипников. Использование диафрагмы позволяет упростить изготовление корпусов и создать из корпуса подшипников и ротора единый узел, прикрепленный с одной стороны к корпусу турбины, а с другой — к корпусу нагнетателя.

Применение радиационного экрана позволяет значительно уменьшить нагрев корпусов подшипников и нагнетателя вследствие излучения от турбины. При высоких температурах газов, питающих турбину, и относительно малом габаритном радиусе

корпуса подшипников применение такого экрана оказывается конструктивно удобным и целесообразным.

Корпус нагнетателя, состоящий из трех основных частей, крепится болтами к корпусу подшипников. Наружная часть корпуса нагнетателя образует входной патрубок и в совокупности с внутренней частью формирует диффузор нагнетателя.

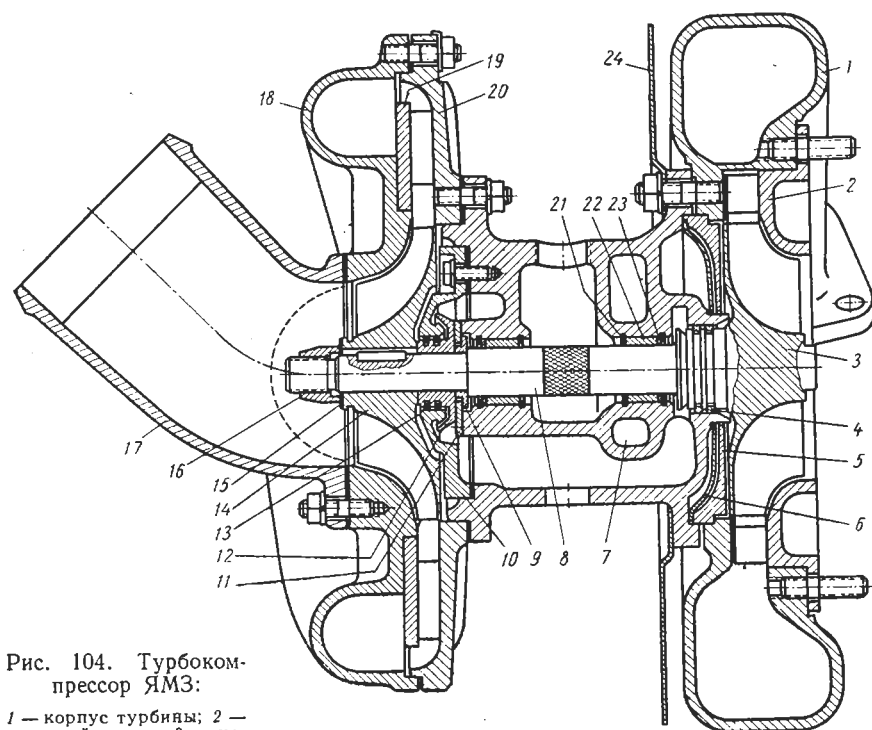


Рис. 104. Турбокомпрессор ЯМЗ:

1 — корпус турбины; 2 — сопловой венец; 3 — колесо турбины; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — прокладка корпуса турбины; 6 — внутренний экран; 7 — корпус подшипников; 8 — ротор; 9 — упорная шайба; 10 — крышка корпуса подшипников; 11 — упорный фланец; 12 — маслоотражатель; 13 — уплотнительное кольцо ротора; 14 — корпус компрессора; 15 — стопорная шайба; 16 — гайка колеса компрессора; 17 — впускной патрубок; 18 — корпус компрессора; 19 — диффузор; 20 — крышка корпуса компрессора; 21 — упорное кольцо; 22 — втулка; 23 — шайба; 24 — наружный экран

В зависимости от уровня степени повышения давления в нагнетателе и желаемого протекания характеристик турбокомпрессора может применяться щелевой или лопаточный диффузор. Наружная часть корпуса нагнетателя развита в двухсекционный улиткообразный отвод сжатого воздуха к группам цилиндров наддуваемого двигателя. Колесо турбины соединяется с валом посредством сварки. В турбокомпрессорах выпуска 1964—1965 гг. применялась прессовая посадка колеса на вал с фиксацией коническими штифтами.

Угловая фиксация колеса нагнетателя на цапфе вала в первых сериях турбокомпрессоров осуществлялась с помощью призматической шпонки. В последующих сериях вместо шпонки будет введена горячепрессовая посадка колеса нагнетателя на цапфу вала с угловой фиксацией по меткам.

К двигателю турбокомпрессор крепится с помощью кронштейна, жестко присоединяемого к корпусу подшипников. Внутри кронштейна расположен канал для отвода в двигатель масла, прошедшего через подшипники турбокомпрессора.

У турбокомпрессоров ЯМЗ первых серий наружный диаметр рабочих колес равен 130 мм, что соответствует типоразмеру ТКР-14 по ГОСТу 9658—61.

Размеры рабочих колес данного турбокомпрессора выбраны с учетом желаемого к. п. д. агрегата на номинальном режиме и допустимого числа оборотов ротора, при котором может быть обеспечена достаточная надежность подшипников. По мере отработки конструкции последних предусматривается постепенное повышение числа оборотов ротора и соответственно уменьшение диаметра рабочих колес.

Экспериментально установлено, что при использовании подшипников качения срок службы до ремонта турбокомпрессора, ротор которого вращается с числом оборотов более 40 000—45 000 в минуту (~ 4000 — 4500 рад/сек), оказывается весьма ограниченным. При применении подшипников качения трудно рассчитывать на дальнейшее повышение чисел оборотов ротора, которое необходимо для повышения приемистости турбокомпрессора и улучшения компактности агрегата. Это, по-видимому, обусловлено крайне неблагоприятными условиями смазки поверхностей высокооборотного подшипника качения. Очевидно, что в сопряжениях таких подшипников имеет место граничное трение.

При использовании в турбокомпрессорах подшипников качения приходится применять упруго-демпфирующую подвеску, состоящую из набора нескольких слоев пружинящих металлических разрезных колец. При этом возможный радиальный зазор комплекта ротора с подшипниками оказывается сравнительно большим — около 0,3 мм и более. В этом случае труднее осуществить надежное уплотнение масляной полости корпуса подшипников турбокомпрессора.

К недостаткам подшипников качения, обусловленным условиями их смазки и контакта несущих поверхностей, следует отнести высокий нагрев элементов подшипников после остановки двигателя, работавшего с большой нагрузкой.

К преимуществам подшипников скольжения следует отнести возможность работы турбокомпрессора с очень высоким числом оборотов при отсутствии контакта сопряженных поверхностей, так как поверхности вала и подшипника разделены масляной пленкой, что предотвращает износ этих поверхностей. Кроме

того, при надлежащем конструктивном оформлении подшипники имеют высокую виброустойчивость.

Основным недостатком подшипников скольжения следует считать нарушение их нормальной работы после пуска двигателя при низких температурах. Разрушение подшипников на этих режимах может быть предотвращено путем применения масел с высоким индексом вязкости, путем прогрева корпуса подшипников подогретой охлаждающей жидкостью из системы охлаждения и т. п.

Существовало мнение о повышении механических потерь при замене подшипников качения в турбокомпрессорах на подшипники

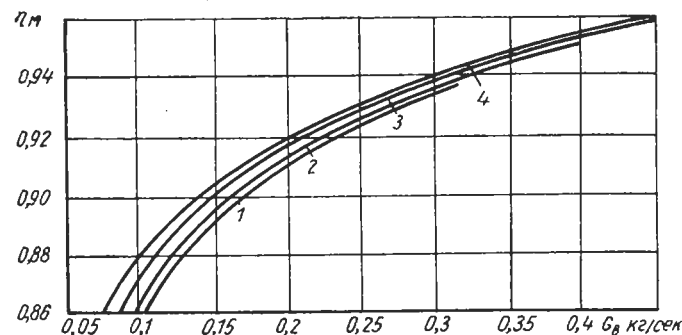


Рис. 105. Изменение механического к. п. д. η_m турбокомпрессора ЯМЗ в зависимости от расхода воздуха G_b :

1— $n=27\,000$ об/мин (2800 рад/сек); 2— $n=33\,000$ об/мин (3400 рад/сек);
3— $n=39\,000$ об/мин (4700 рад/сек); 4— $n=45\,000$ об/мин (4700 рад/сек)

скольжения. Однако в результате проведенных в НАМИ исследований установлено, что при достаточно большом относительном диаметральной зазоре в подшипнике скольжения, определяемом величиной $\bar{\delta} = \frac{\delta}{d} = 0,003$ (где δ — диаметральный зазор, d — диаметр вала), механические потери в узле подшипников турбокомпрессора относительно невелики и не превышают 0,1 от передаваемой энергии. Это следует из графика на рис. 105, на котором показано изменение механического к. п. д. узла подшипников скольжения ЯМЗ.

Таким образом, применение подшипников скольжения для автомобильных турбокомпрессоров является более перспективным, чем применение подшипников качения. Поэтому в турбокомпрессорах ЯМЗ были установлены подшипники скольжения. Для того чтобы уравнивать теплонапряженность обоих подшипников при интенсивном подводе тепла от вала к подшипнику со стороны турбины, в турбокомпрессорах ЯМЗ упорный подшипник располагают со стороны нагнетателя.

Потери в упорном подшипнике составляют около 35% всех потерь в подшипниках турбокомпрессора. Потери на трение вала в масляной полости не превышают 2%.

В турбокомпрессоре ЯМЗ использованы подшипники скольжения с вращающимися втулками. Применение таких подшипников позволило резко повысить допустимое число оборотов ротора, при котором амплитуда вибрации ротора относительно невысока по сравнению со случаем применения фиксированных подшипников скольжения. Дальнейшему повышению допустимого числа оборотов способствовало увеличение расстояний между опорными подшипниками, а также повышение вибростойкости лопаток колеса турбины путем увеличения их кривизны и угла конусности сечения.

Подшипники турбокомпрессора смазываются маслом, подаваемым в ванну, расположенную между ними, из масляной магистрали двигателя. Для тонкой очистки масла, используемого для смазки и охлаждения подшипников турбокомпрессора, применяется специальный масляный фильтр объемной фильтрации, который расположен вне турбокомпрессора.

Масло прокачивается вдоль вала через зазоры между втулками подшипников и корпусов, между валом и втулками, через продольные канавки в последних, а также через упорный подшипник. После этого масло сливается в полость, откуда оно стекает в поддон двигателя.

Примененная система подвода масла обеспечивает интенсивное охлаждение вала и подшипников как при вращении ротора, так и после его остановки при высоких температурах газа, питающего турбины. Наличие запаса масла в полости между подшипниками уменьшает длительность периода работы подшипника с недостаточной смазкой после пуска двигателя при низких температурах.

Корпус подшипников турбокомпрессора имеет рубашку, через которую прокачивается охлаждающая жидкость из системы охлаждения двигателя. Рубашка размещена вокруг постели подшипника со стороны турбины. Такая система подвода охлаждающей среды не оказывает большого влияния на температурный режим подшипников при работе двигателя на установившихся режимах. Однако в этом случае значительно ускоряется прогрев узла подшипников при подготовке двигателя к пуску.

Система уплотнений узла подшипников турбокомпрессоров первых серий состоит из торцовых лабиринтных уплотнений.

Для уменьшения давления газов со стороны турбины и в картере двигателя пространство за диафрагмой соединено с атмосферой. В последних сериях применены контактные уплотнения типа поршневых колец.

При создании турбокомпрессоров ЯМЗ большое внимание было уделено отработке элементов проточной части, чтобы полу-

чить удовлетворительное протекание скоростной характеристики двигателя в широком диапазоне чисел оборотов коленчатого вала от 1000 до 2100 в минуту ($\sim 100\text{—}220$ рад/сек). Это было достигнуто путем следующих мероприятий:

- а) применения в нагнетателе щелевого диффузора с большим отношением его наружного диаметра к диаметру рабочего колеса;
- б) применения рабочих колес нагнетателя с большим радиусом кривизны каналов;
- в) хороших аэродинамических качеств впускного аппарата турбины, обусловленных направлением закручивания обеих секций подвода по направлению вращения колеса и малыми потерями в каналах соплового аппарата, выполненных в форме дужек относительно малой толщины;
- г) применения рабочих колес турбины с большим радиусом кривизны лопаток, образующих конфузорные каналы и обеспечивающих постоянство циркуляции по радиусу выходной части колеса;
- д) высоким качеством поверхностей проточной части, что достигается применением литья в металлические формы или метода отливки по выплавляемым моделям.

Настройка турбокомпрессора для работы в системе наддува дизелей ЯМЗ разных моделей осуществляется путем подбора площадей и углов α_1 сменных сопловых аппаратов турбины. Допускается также изменение глубины каналов колес нагнетателя путем их механической обработки.

Турбокомпрессоры ЯМЗ имеют высокие срок службы и надежность. При надлежащем техническом обслуживании их и своевременной смене элементов фильтров подшипники турбокомпрессора после работы в течение 3000 ч почти не изнашиваются.

Одним из турбокомпрессоров для наддува легких транспортных двигателей является турбокомпрессор типоразмера ТКР-14, выпускаемый Свердловским турбомоторным заводом (СТМЗ) [10].

Данный турбокомпрессор, так же как и турбокомпрессор ЯМЗ, выпускается в соответствии с ГОСТом на агрегаты турбонаддува дизелей. Турбокомпрессоры СТМЗ рассчитаны на менее напряженный режим эксплуатации, чем турбокомпрессоры ЯМЗ.

В отличие от последних турбокомпрессоры ТКР-14 являются агрегатами универсального типа и их различные модификации могут устанавливаться на двигатели разных моделей.

Турбокомпрессоры ТКР-14 могут эксплуатироваться при температуре газов перед турбиной не более 650°C , а в некоторых модификациях — не более 550°C . Невысокой расчетной температурой газов определяется целесообразность применения такой компоновки турбокомпрессора СТМЗ, которая отличается от компоновки турбокомпрессоров, используемых при более высокой температуре газов перед турбиной.

К особенностям компоновки турбокомпрессора ТКР-14 следует отнести большой радиус фланца и корпуса подшипников, близкий к габаритному радиусу корпусов турбины и нагнетателя, большой радиус обочелки корпуса подшипников и размещение частей упорного подшипника с двух противоположных сторон корпуса подшипников.

Вследствие невысоких расчетных температур газов корпус подшипников изготавливают из алюминиевого сплава.

Корпус турбины выполнен двухсекционным в расчете на использование агрегата в составе импульсных систем наддува.

В отличие от других конструкций в турбокомпрессоре ТКР-14 для уменьшения его габаритов и упрощения изготовления направление закручивания двух секций улиткообразного подвода газа к сопловому аппарату сделано различным. В одной из секций направление закручивания совпадает с направлением вращения колеса, а в другой оно противоположно ему. При отмеченных выше преимуществах в этом случае усложняется решение задачи по обеспечению однородности параметров потоков газа, выходящих из обеих секций соплового аппарата.

Для секции улиткообразного подвода, в которой направление закручивания противоположно направлению вращения колеса, применены специальные утолщенные профили лопаток соплового аппарата, а для другой секции — профили в форме тонких дужек.

Представляет интерес выполнение неподвижных частей, ограничивающих каналы соплового аппарата и в колесе турбины, в виде тонкостенного фланца.

Во входном патрубке нагнетателя имеются конфузорный участок. Применен щелевой диффузор и улиткообразный воздухооборник. Необходимый закон изменения сечения улитки достигается путем применения спирального внутреннего обвода.

Щит диффузора изготовлен как одно целое с входным патрубком, что упрощает создание модификаций турбокомпрессора с различными характеристиками. При этом допускается изменение обвода колеса нагнетателя.

При принятой компоновочной схеме турбокомпрессора (рис. 106), несмотря на наличие зазора в сопряжении фланцев турбины и корпуса подшипников, относительно велик поток тепла от турбины. Для ограничения тепловой напряженности подшипников и уменьшения подогрева воздуха от стенок корпуса нагнетателя со стороны турбины корпус подшипников снабжен рубашкой, соединенной с системой охлаждения двигателя. Применение такой рубашки, как и у турбокомпрессора ЯМЗ, позволяет ускорить прогрев узла подшипника при пуске двигателя в условиях низкой температуры окружающей среды.

При применении подшипников скольжения в форме втулок, закрепленных в корпусе, в случае больших окружных скоростей вала (до $50\text{—}60$ м/сек) трудно подобрать такой относительный

зазор, при котором удовлетворительный теплоотвод от подшипника сочетался бы с малой амплитудой колебания вала в подшипнике.

При относительном зазоре $\delta = 0,008 \div 0,01$ количество масла, прокачиваемого через подшипник, велико, а положение вала в нем в случае значительного дисбаланса неустойчиво.

При малом относительном зазоре $\delta = 0,005 \div 0,006$ трудно обеспечить прокачивание необходимого количества масла через подшипник. В данном случае подшипник весьма чувствителен к отклонениям действительных геометрических размеров от теоретических.

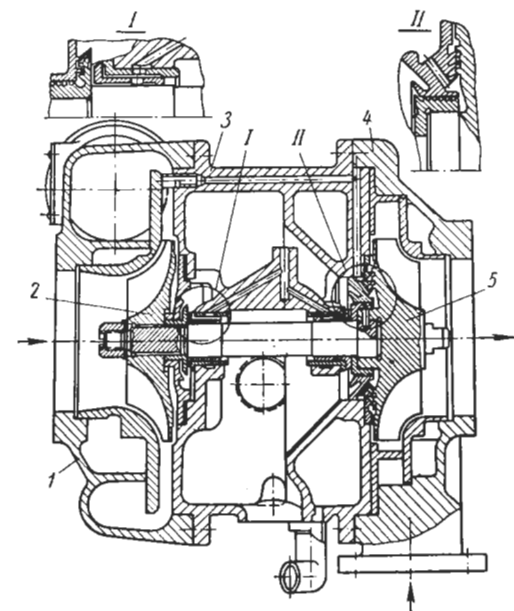


Рис. 106. Турбокомпрессор ТКР 14-2:

I — подшипник и уплотнение со стороны нагнетателя; II — подшипник и уплотнение со стороны турбины; 1 — корпус нагнетателя; 2 — колесо нагнетателя; 3 — корпус подшипников; 4 — корпус турбины; 5 — колесо турбины

как одно целое со втулкой опорного подшипника. Каждая из втулок имеет по три продольные канавки, через которые прокачивается масло из трех маслоподводящих отверстий. К этим отверстиям масло подается по каналам из кольцевых канавок, выполненных в неподвижных втулках, запрессованных в отверстия корпуса подшипников. Максимальный относительный диаметральный зазор вала во вращающейся втулке и последней в отверстии неподвижной втулки доходит до 0,005.

На фланце каждого упорного подшипника имеются канавки треугольного профиля. Вследствие того что фланец изготовлен как одно целое со втулкой, упорный подшипник, так же как и опорный, является «плавающим».

В результате того, что большая часть прокачиваемого масла стекает в полость между двумя подшипниками, уменьшается нагрузка на элементы системы уплотнений. Поэтому в этих турбокомпрессорах с успехом применяют полулабиринтные уплотнения, представляющие собой сочетание гребней на втулках, жестко связанных с ротором, и цилиндрических отверстий во фланцах, устанавливаемых в корпус подшипников. Со стороны турбины к отверстиям фланца подводится воздух из входного аппарата нагнетателя, что предотвращает прорыв газов из турбины в корпус подшипников. Предполагается, что при такой системе подвода воздуха охлаждается диск колеса турбины.

Надежная работа уплотнения корпуса подшипников со стороны нагнетателя достигается применением камеры достаточной емкости для слива масла, прошедшего через сопряжения упорных подшипников, и применения эффективного маслоотражателя в виде фланца с острой кромкой.

Колесо турбины соединено с валом с помощью системы радиальных штифтов, а в более новых моделях — путем электросварки.

Колесо нагнетателя сопряжено с цапфой вала ротора посредством шлицев, при этом наружная поверхность цапфы является центрирующей. Для предотвращения течи масла через шлицевое соединение в сопряжении втулки маслоотгонного устройства и цапфы ротора установлена резиновая прокладка.

Умеренная напряженность конструкции турбокомпрессора ТКР-14 позволяет добиться высокого срока службы до ремонта (более 3000 ч) при использовании сравнительно дешевых материалов и малой трудоемкости изготовления.

44. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ЭЙРИСЕРЧ ФИРМЫ ГАРЕТ

Турбокомпрессоры Эйрисерч, как и выпускаемые по лицензии в Европе турбокомпрессоры Эбершпехер-Бош и Ротол, представляют собой универсальные агрегаты, используемые для наддува как автомобильных, так и тракторных двигателей. В частности, такие турбокомпрессоры устанавливают на тракторных дизелях Катерпилар.

Семейство турбокомпрессоров Эйрисерч состоит из нескольких моделей, из которых для наддува автомобильных и тракторных двигателей используют модели Т-6, Т-9 и Т-14. Основные параметры турбокомпрессоров приведены в табл. 5.

На рис. 107 приведена новейшая модель турбокомпрессора Эйрисерч. В этом турбокомпрессоре применены турбины, габаритные размеры которых невелики вследствие асимметричного расположения сечений улиткообразного подвода газа по отношению к каналу в рабочем колесе.

Рабочее колесо турбины турбокомпрессора модели Т-14 полуоткрытое.

Высокооборотный ротор турбокомпрессора Т-9 имеет открытое рабочее колесо турбины.

Основные параметры типичных автомобильных турбокомпрессоров

Параметры	Фирма (завод) и модель									
	Гарет-Ротол				Швицер-Холсет					
	ЯМЗ-238	T-6	T-7	T-11	T-14	3	4	6	Элиот M52S	Томсон
Степень повышения давления	1,7—2	2,6	2,3	2,9	3	2,5	2,5	2,5	2,5	1,7
Диапазон расхода воздуха в кг/сек	0,1—0,4	0,052—0,104	0,071—0,176	0,118—0,212	0,118—0,295	0,06—0,22	0,15—0,36	0,36—0,73	0,45	0,105
Диаметр рабочих колес в мм	130	88	88	—	—	76	102	152	138/146	75/76
Номинальное число оборотов ротора в минуту (в рад/сек)	44 000 (4 400)	70 000 (7 000)	70 000 (7 000)	77 000 (7 700)	56 000 (5 600)	93 000 (9 300)	68 000 (6 800)	48 000 (4 800)	44 000 (4 400)	70 000 (7 000)
Номинальная ок-ружная скорость рабочих колес в м/сек	300	320	320	—	—	385	360	378	340	285
Номинальный к. п. д. нагнетателя	0,75	—	—	0,72	—	—	0,76	—	0,77	—

Параметры	Фирма (завод) и модель									
	ЯМЗ-238	Гарет-Ротол				Швицер-Холсет				Томсон
		T-6	T-7	T-11	T-14	3	4	6	Элиот M52S	
Максимальная температура газов перед турбиной в °C	770	750	750	750	750	760	780	760	780	—
Масса в кг	22	10,43	10,43	17,7	36,3	12,7	17,2	32,7	38	—
Габаритная длина в мм	270	203	203	305	432	279	318	318	370	—
Габаритный диаметр в мм	324	216	216	229	305	191	241	337	320	—
Назначение (тип двигателей)	Автомобильные дизели									Карбюраторные двигатели для легковых автомобилей

В турбокомпрессорах Эйрисерч осуществлен ряд конструктивных мероприятий для устранения деформаций корпуса подшипников вследствие температурных напряжений и уменьшения теплопередачи к корпусам подшипников и нагнетателя от корпуса турбины. В турбокомпрессорах Т-14 корпус подшипников отделен от проставочного среднего корпуса. Фланец корпуса подшипников соединен с корпусом нагнетателя.

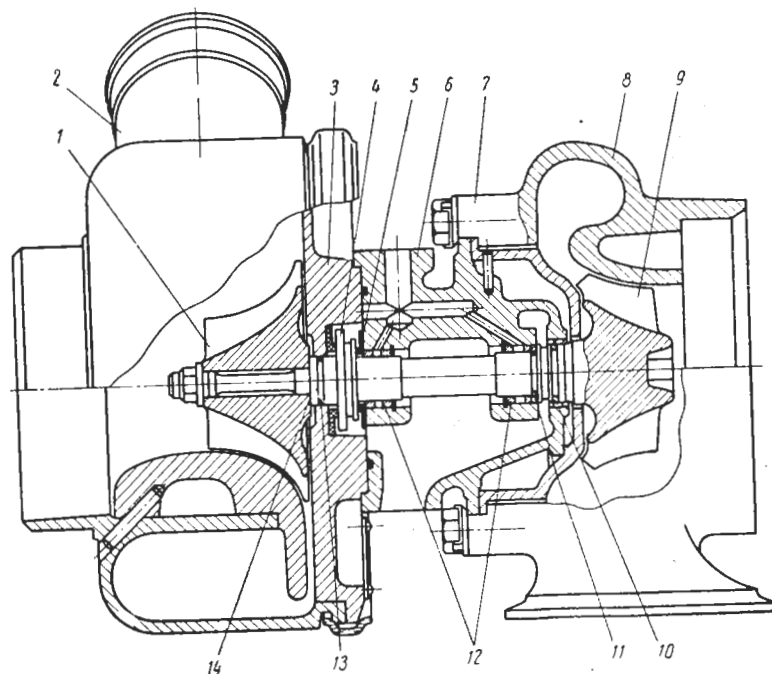


Рис. 107. Турбокомпрессор Эйрисерч TE-06

1 — колесо нагнетателя; 2 — выходной патрубок нагнетателя; 3 — фланец; 4 — гребень упорного подшипника; 5 — шайба подпятника; 6 — корпус подшипников; 7 — корпус турбины; 8 — улитка входного аппарата турбины; 9 — колесо турбины; 10 — уплотнительное кольцо; 11 — стопорное кольцо; 12 — втулки подшипников; 13 — уплотнительное кольцо; 14 — упорный бурт вала

Радиационный экран служит для уменьшения теплопередачи излучением от корпуса турбины к корпусу подшипников.

Представляет интерес установка около соплового аппарата штампованного экрана, выполняющего также функции компенсатора разницы в температурных расширениях корпуса турбины и соплового венца.

В обеих моделях турбокомпрессоров жесткость соединения корпуса турбины и корпуса подшипников ограничена путем применения малого числа болтов небольшого диаметра. Диаметр корпуса

подшипников значительно меньше диаметра пояса крепления корпусов. При этом отливка корпуса подшипников отличается высокой жесткостью при относительно податливых фланцевых частях.

В турбокомпрессорах Эйрисерч применены подшипники скольжения в виде двух «плавающих» втулок, вращающихся в отверстиях корпуса. Втулки изготовлены из алюминиевого сплава.

Масло подается к подшипникам из канала, перпендикулярного к оси ротора. Из этого канала масло подается к двум подшипникам по каналам, просверленным в корпусе подшипников под углом к оси ротора. Масло нагнетается во втулку через отверстия, просверленные по окружности в ее средней плоскости, и прокачивается вдоль втулки, после чего сливается в полость корпуса подшипников. Система подачи масла к турбокомпрессору должна быть оборудована фильтрами, позволяющими удалять частицы грязи, размер которых более 10 мкм.

Для повышения вибростойкости системы ротор — подшипники последние расположены на большом расстоянии один от другого.

Узел подшипников турбокомпрессоров Эйрисерч охлаждается только маслом, прокачиваемым через корпус.

Колесо турбины соединено с валом при помощи сварки. Колесо нагнетателя, насаженное на вал, так же как и колесо турбины с валом, подвергается динамической и статической балансировке. Это позволяет отказаться от фиксации колеса нагнетателя на цапфе и применить горячую посадку колеса в сочетании с затяжкой его гайкой.

Среди элементов турбокомпрессоров Эйрисерч наибольший интерес представляют формы деталей, образующих каналы проточной части.

В турбинах турбокомпрессоров Эйрисерч моделей Т-6 и Т-9 применены безлопаточные входные аппараты, представляющие собой сдвоенные улиткообразные подводы. Направление закручивания их соответствует направлению вращения ротора. Каждая из секций улиток питает половину рабочего колеса. Сечение улиток имеет вид четырехугольника с округленными углами. Улитка переходит в профилированный участок тороидной формы, где завершается формирование потока, поступающего далее в рабочее колесо.

Поверхности тороидного участка подвергаются механической обработке; улитки литые.

Вследствие малого наружного диаметра рабочих колес турбокомпрессоры Эйрисерч относительно малоинерционны. Это позволяет успешно применять их в тех случаях, когда особенно большое значение имеет простота, например при установке двигателей на землеройных машинах.

Обращает внимание применение в новейших турбокомпрессорах Эйрисерч диагональных схем проточной части (рис. 107), что позволяет повысить к. п. д. и уменьшить габарит агрегата.

45. ТУРБОКОМПРЕССОРЫ ШВИЦЕР

Сравнительно широко для наддува автомобильных дизелей применяются американские турбокомпрессоры Швицер и выпускаемые по лицензии фирмы Швицер западноевропейские турбокомпрессоры Холсет и К. К. К.

Турбокомпрессоры Швицер представляют собой универсальные агрегаты наддува, применение которых позволяет повышать давление воздуха в 2—3 раза.

Первая серия турбокомпрессоров Швицер Н состояла из трех основных моделей, отличавшихся наружным диаметром рабочих

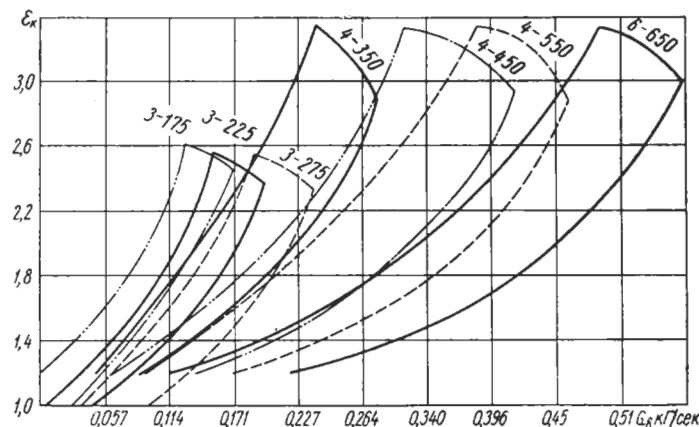


Рис. 108. Характеристики турбокомпрессоров Швицер (Холсет) различных моделей:

3-175, 3-225 и 3-275 — турбокомпрессоры с наружным диаметром рабочих колес 76,2 мм; 4-350, 4-450 и 4-550 — турбокомпрессоры с наружным диаметром рабочих колес 101,6 мм; 6-650 — турбокомпрессор с диаметром рабочих колес 152,4 мм

колес. Основные параметры этих моделей приведены в табл. 5. Следующая серия турбокомпрессоров Швицер D, выпущенная в 1961 г., состоит из пяти моделей с одинаковым диаметром рабочих колес, равным 101,6 мм.

Диапазон расхода воздуха, обеспечиваемый при применении различных моделей данной серии турбокомпрессоров, составляет 0,057—0,31 кг/сек при степени повышения давления, равной 2 (рис. 108).

Турбокомпрессоры Швицер предназначены для работы с расчетной температурой газов перед турбиной 750° С. Их выпускают как для работы в составе неимпульсных, так и импульсных систем наддува. В последнем случае корпус турбины разделяют на две одинаковые улиткообразные секции. Направление закручивания улитки соответствует направлению вращения ротора.

Сечение улитки входного аппарата (рис. 109) представляет собой четырехугольник со скругленными сторонами. Из улиткообразных подводов газ поступает в каналы соплового венца, выполненного путем приварки к фланцу тонких лопаток с клинообразными выходными участками.

Вследствие повышенной податливости такого соплового венца компенсируется разница в тепловых расширениях деталей входного аппарата.

Настройка турбокомпрессора на заданное протекание характеристик осуществляется путем замены сопловых венцов. Жесткость соединения корпуса турбины и корпуса подшипников ограничена вследствие относительно малого числа и диаметра крепежных болтов и повышенной податливости фланца корпуса подшипников. В новых моделях турбокомпрессоров Швицер болтовое соединение корпусов заменено клеммовым. Это позволяет уменьшить деформации, вызываемые температурными напряжениями.

В узел сопряжения корпуса подшипников и корпуса турбины входит диафрагма, диаметр которой несколько больше наружного диаметра колеса турбины. Диафрагма, расположенная между последним и средним корпусами, отделяет проточную часть турбины от камеры за подшипником. Между диафрагмой и корпусом подшипников размещен штампованный радиационный экран. Болты соединения корпусов турбины и подшипников опираются на радиационный экран, позволяющий уменьшить нагрев среднего корпуса и корпуса нагнетателя излучением от корпуса турбины. Колесо турбины открытого типа с небольшой дисковой частью соединено с валом при помощи сварки.

Между подшипниками расположена масляная ванна, из которой масло прокачивается вдоль вала ротора.

В турбокомпрессоре Швицер применены «плавающие» подшипники скольжения в виде бронзовых втулок. На поверхности втулки, сопряженной с валом, образованы продольные канавки треугольного сечения. Масло прокачивается как через эти канавки и зазор в сопряжении вала со втулкой, так и через зазор в сопряжении втулок с корпусом.

Осевое перемещение втулок ограничивается пружинящими стопорными кольцами. Между ними и торцами втулок размещены «плавающие» плоские упорные кольца.

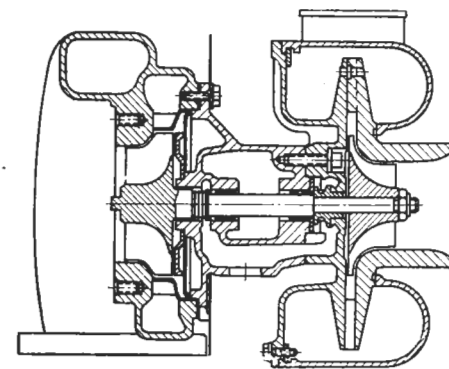


Рис. 109. Турбокомпрессор Швицер

Упорный подшипник, расположенный на стороне нагнетателя, состоит из упорного гребня на стальной втулке, вращающейся вместе с валом, и упорных фланцев, жестко прикрепленных к корпусу подшипников и охватывающих гребень с обеих сторон.

Масло, прошедшее через подшипники, стекает в полость, имеющуюся в отливке корпуса под масляной ванной, окружающей вал между подшипниками. В масляном резервуаре установлен жиклер, который способствует улучшению условий смазки и охлаждения подшипников при различных условиях эксплуатации.

Уплотнения полости корпуса подшипников с каждой из сторон имеют вид двух разрезных чугунных пружинящих колец, прижимающихся к цилиндрическим поверхностям отверстий в крышках полости корпуса. Эти кольца сопрягаются с канавками в утолщенной части вала со стороны колеса турбины, а с противоположной стороны — с канавками во втулке, несущей гребень упорного подшипника.

Масло, поступающее в турбокомпрессор из системы смазки, проходит через фильтрующий элемент, размещенный во входном канале, и оттуда нагнетается в резервуар между подшипниками. Колесо нагнетателя напрессовано на цилиндрическую цапфу вала. Нормально количество прокачиваемого масла составляет около 2 л/мин ($0,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{сек}$) при избыточном давлении около 2 кг/см² (0,196 Мн/м²). Комплект деталей ротора затянут гайкой.

В турбокомпрессорах Швицер дисковые части рабочих колес имеют малый диаметр, вследствие чего они отличаются малым моментом инерции. Для обеспечения достаточной вибростойкости лопаток колес они изогнуты в цилиндрическом сечении и сделаны коническими в сечении диаметральной плоскости.

Входной патрубок нагнетателя конфузорный, с криволинейным профилем. Выходной аппарат нагнетателя состоит из диффузора с небольшим числом каналов, образованных лопатками большой толщины, и кольцевого воздухосборника, полости которого симметрично расположены по отношению к средней плоскости диффузора.

По данным фирмы, большое число турбокомпрессоров Швицер эксплуатировалось на автомобилях, имеющих пробег более 400 тыс. км.

46. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ДРУГИХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

Среди конструктивных особенностей турбокомпрессоров, которые не нашли широкого распространения, следует отметить способ соединения корпусных частей пу-

тем применения клемм или хомутов, стягивающих конические поверхности соединяемых частей. Такое соединение применено в турбокомпрессорах Томпсон (рис. 110) и Швицер.

Применение подобных соединений позволяет максимально уменьшить деформации корпусных деталей, вызванные температурными напряжениями.

В турбокомпрессорах Томпсон применяются радиальные центробежные турбины с безлопаточными входными аппаратами. Использование таких входных аппаратов взамен входных аппаратов с лопаточным подводом не вызвало снижения к. п. д. турбокомпрессора. Однако для успешного применения безлопаточных входных аппаратов пришлось значительно повысить вибростойкость лопаток колес турбин.

В турбокомпрессорах Бюхи применены выходные аппараты нагнетателя, состоящие из небольшого числа диффузорных каналов, откуда воздух поступает в кольцевой воздухосборник. В этих турбокомпрессорах для компенсации разницы в температурных деформациях корпусов турбины и подшипников во фланце корпуса подшипников сделаны прорези.

Турбокомпрессоры Бюхи отличаются очень высоким числом оборотов (до 60 000—80 000 в минуту или 6200—8300 рад/сек).

В турбокомпрессорах Сизэви применен составной корпус подшипников, состоящий из собственно корпуса в виде ступицы малого диаметра с фланцем и оболочки корпуса. Корпус турбины сварен из листового металла, что облегчает компенсацию температурных деформаций. Ротор соединяется с рабочими колесами с помощью торцовых шлицев и анкерного болта большого диаметра.

47. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ И МАТЕРИАЛЫ

Рабочие колеса турбин изготовляют точным литьем по выплавляемым моделям, а затем подвергают механической обработке. К колесам приваривают или припаивают медью в контролируемой атмосфере валы роторов. Рабочие колеса нагнетателей отливают под давлением из легких сплавов. Этот же метод применяют для изготовления корпуса нагнетателя и диффузора.

Очень высокие требования к точности изготовления предъявляют к поверхностям вала, втулок, отверстиям и торцовым частям рабочих колес и других деталей, входящих в комплект ротора.

Очень высоким должно быть качество поверхностей вала, сопрягающихся с подшипниками, а также соосность отверстий корпуса подшипников под втулки.

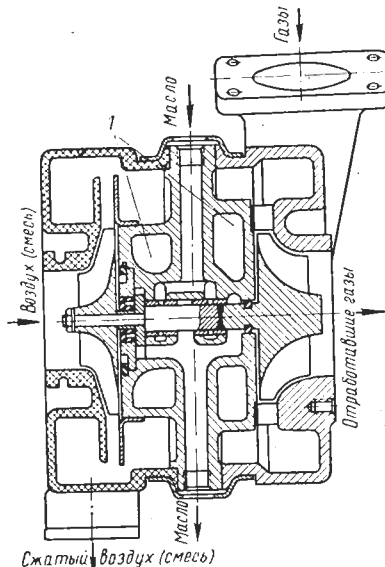


Рис. 110. Турбокомпрессор Томпсон:
1 — водяная рубашка

Одной из особенностей турбокомпрессоров, которую необходимо учитывать при конструировании и изготовлении деталей, является полная очистка всех поверхностей, соприкасающихся с маслом, от каких-либо частиц, могущих отделиться от поверхностей.

Одной из заключительных операций технологического процесса изготовления деталей роторов является их динамическая и статическая балансировка. Эти операции должны выполняться с высокой точностью, чтобы смещение оси вала в подшипнике под действием дисбаланса не превышало 0,5% от диаметрального зазора вала в подшипнике. Точность балансировки должна составлять 0,1—0,3 Г·см (~10—30 Мн·м) в зависимости от массы ротора.

Для предотвращения изгиба частей ротора под действием моментов центробежных сил необходимо динамически балансировать каждое из рабочих колес.

При сборке частей турбокомпрессоров необходимо, чтобы усилия затяжки деталей были одинаковы в заданных пределах.

Все отмеченные выше требования, предъявляемые к технологии изготовления деталей турбокомпрессоров, могут быть удовлетворены при применении современного высокопроизводительного оборудования и автоматизации технологических процессов. Поэтому трудоемкость изготовления турбокомпрессоров при их массовом производстве во много раз меньше трудоемкости изготовления поршневых двигателей.

Детали турбин изготавливают из жаропрочных сплавов. Наиболее легированные материалы используют для изготовления рабочих колес турбин; для них применяют сплавы типа «стеллит» или «нимоник» на кобальтовой или никелевой основе, которые длительно сохраняют свою жаропрочность при напряжении 20 кг/см² (19,6 Мн/м²) и температуре 800° С. При более низких температурах газа перед турбиной применяют менее легированные материалы.

Менее легированные сплавы используют для изготовления сопловых аппаратов, которые должны отличаться эрозионной стойкостью и окислостойкостью. Еще менее высоки требования к жаропрочности сплавов для корпусов турбин. Для них применяют чугуны с высоким содержанием никеля или чугуны со сферической формой графита.

Технологический процесс изготовления деталей турбокомпрессора должен включать операции термической обработки, обеспечивающие снятие внутренних напряжений и предотвращение остаточных деформаций при длительном нагреве.

48. СОЕДИНЕНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРА И ДВИГАТЕЛЯ

Надежность работы турбокомпрессора зависит от совершенства его системы соединения с двигателем. Эта система не должна приводить к большим нагрузкам на корпусные части турбокомпрессора, обусловленным неравенством температурных деформаций элементов системы турбонаддува и двигателя, а также

деформациями отводящего газопровода. Для шести- и четырехцилиндровых двигателей с рядным расположением цилиндров наиболее рациональной в отношении компенсации деформаций является подвеска турбокомпрессора на двух симметричных частях выпускного трубопровода. В этих случаях можно жестко присоединять ветви трубопровода к корпусу турбины, для чего необходим турбокомпрессор с малой массой. В противном случае для соединения корпуса турбины с картером двигателя используют кронштейны.

В двигателях с V-образным расположением цилиндров турбокомпрессор устанавливают сзади двигателя, и он опирается на картер маховика. При этом необходимо компенсировать неравенство температурных деформаций выпускных трубопроводов и блок-картера.

Опыт Ярославского моторного завода показывает рациональность применения сильфонных компенсирующих элементов с обтекателями полости. Использование телескопических соединений невозможно из-за их недостаточной герметичности при высоком избыточном давлении. Применение резиновых муфт позволяет герметично присоединять впускные трубопроводы к корпусу компрессора без существенных деформаций последнего.

Трубопровод, отводящий газ из турбины турбокомпрессора в атмосферу, следует крепить с помощью кронштейнов для предотвращения деформации корпуса турбины.

Опыт эксплуатации отечественных дизелей с турбонаддувом показывает, что избыточное давление в этом трубопроводе за турбиной не должно превышать 20—30 мм рт. ст. (2,7—4 кг/м²) во избежание значительного уменьшения мощности вследствие увеличения потерь насосных ходов и снижения коэффициента избытка воздуха. Следует отметить, что турбина турбокомпрессора весьма эффективно снижает шум выпуска, поэтому на автомобилях, снабженных дизелями с турбонаддувом, можно применять глушители шума выпуска относительно малых размеров.

При применении в турбокомпрессорах подшипников скольжения для их надежной работы необходима фильтрация масла, отбираемого из магистралей системы смазки, для чего устанавливают дополнительные полнопоточные фильтры. Масло из турбокомпрессора в картер двигателя должно стекать по каналам большого диаметра (18—20 мм).

Отечественный опыт показывает, что при турбонаддуве неизбежно резкое увеличение пропуска в картер двигателя газов в тех случаях, когда используются бесконтактные системы уплотнения масляной полости. Переход на контактные системы уплотнения позволяет значительно снизить пропуск газов в картер двигателя.

При применении турбонаддува обычно требуется увеличить пропускную способность органов системы вентиляции картера, чтобы предотвратить чрезмерное повышение давления в нем.

При эксплуатации дизелей с турбокомпрессорами, имеющими подшипники скольжения, в условиях низких температур окружающей среды возможно «схватывание» подшипников в период пуска двигателя, обусловленное нарушением подачи масла из магистрали, питающей турбокомпрессор. Для предотвращения этого масляную ванну следует располагать между подшипниками или подогревать средний корпус охлаждающей жидкостью.

* * *

Перспективное развитие автомобильного двигателестроения уже невозможно без применения турбонаддува. При осуществлении наддува двигателей требуется трудоемкая отработка их рабочего процесса. Накопленный опыт исследовательских работ позволяет создавать агрегаты наддува — турбокомпрессоры с высоким общим к. п. д. и большим сроком службы. Тем не менее возможности совершенствования турбокомпрессоров и систем турбонаддува далеко не исчерпаны. Возможно дальнейшее повышение числа оборотов и снижение момента инерции роторов турбокомпрессоров, а также охлаждение воздуха после нагнетателя.

Динамические характеристики двигателей с турбонаддувом оказываются несколько менее благоприятными, чем у двигателей без наддува. При резком разгоне двигателей с турбонаддувом наблюдается кратковременный дымный выпуск. Для устранения в какой-то мере этих недостатков целесообразно уменьшение диаметра рабочих колес турбокомпрессоров и применение системы регулирования турбонаддува. Развитие последних позволит в перспективе улучшить у двигателей с наддувом протекание характеристик, что может оказаться новым стимулом для еще более широкого применения наддува.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бордуков В. Т. Применение турбокомпрессора с регулируемой турбиной для наддува дизелей. — «Энергомашиностроение», 1959, № 9.
2. Бордуков В. Т. Исследование совместной работы дизеля с регулируемым турбонаддувом. М., Машгиз, 1961 (Труды ЦНИДИ. Вып. 37).
3. Бордуков В. Т., Соколов В. С. и Лазарев А. А. Опыт газотурбинного наддува дизелей КДМ. — «Тракторы и сельхозмашины», 1960, № 2.
4. Венцель Е. С. Теория вероятностей. М., Физматгиз, 1963.
5. Взоров Б. И. Исследование температур деталей автомобильных дизелей ЯМЗ с турбонаддувом. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 9.
6. Вукалович М. П. и Новиков И. И. Техническая термодинамика. М., Госэнергоиздат, 1962.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Реферативный журнал. 1965, № 1 (ВИНИТИ. Вып. 39).
8. Дьяченко Н. Х. Автотракторные двигатели с наддувом. М., Машгиз, 1953.
9. Зарянкин А. Е. и Шерстюк А. Н. Радиально-осевые турбины малой мощности. М., Машгиз, 1963.
10. Ковалевский М. М., Дембо Я. М. и Гусак Я. З. Турбокомпрессоры ТКР-14. — «Энергомашиностроение», 1962, № 9.
11. Малашкин О. М. Повышение экономичности двухтактных двигателей. Приложение к «Автомобильной промышленности». Сб. № 1. М., Машгиз, 1957.
12. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. Пер. с япон. Е. Б. Пасхина. М., Машгиз, 1961.
13. Моргулис Ю. Б. и Поветкин Г. М. Турбонаддув тракторных дизелей. М., НАТИ — ЦБТИ, 1962.
14. Невельсон М. И. Центробежные вентиляторы. М., Госэнергоиздат, 1954.
15. Новиков П. И. и Резников М. Л. Модернизация двигателей ЯАЗ. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 11.
16. Овсянников Б. В. Расчет высокооборотных центробежных насосов. М., Оборонгиз, 1959.
17. Орлин А. С. и Круглов М. Г. Двухтактные двигатели внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1960.
18. Портнов Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. М., Машгиз, 1963.
19. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины. «Машиностроение» 1964.
20. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей. М., «Машиностроение» 1964.
21. Степанов А. И. Центробежные и осевые компрессоры, воздуходувки и вентиляторы. Пер. с англ. П. П. Резника. М., Машгиз, 1960.
22. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей. Учебное пособие. М., Машгиз, 1958.

23. Стечкин Б. С. и др. Теория реактивных двигателей. Лопаточные машины. М., Оборонгиз, 1956.
24. Турбокомпрессоры для автомобильных дизелей. «Экспресс-информация. Автомобильный транспорт», 1961, № 12 (ВИНИТИ).
25. Турбоагнетатель Эйрисерч для мощных транспортных двигателей. «Экспресс-информация. Поршневые и газотурбинные двигатели», 1961, № 13 (ВИНИТИ).
26. Ханнин Н. С. и Киселев Б. А. Исследование турбонаддува дизеля ЯМЗ-238. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
27. Ханнин Н. С. и Чернышев Г. Д. Проблемы компоновки авто-тракторных турбокомпрессоров. — «Вестник машиностроения», 1962, № 3.
28. Ханнин Н. С., Шерстюк А. Н. и Динеев Ю. Н. Способ регулирования пропускной способности центробежной турбины. Авторское свидетельство СССР, № 854270, 24-6, 1964.
29. Ханнин Н. С. и др. Исследование автомобильных турбокомпрессоров. Вып. 58. М., НАМИ, 1963.
30. Чистозвонов С. Б. и Ханнин Н. С. Современные зарубежные автомобильные дизели. Серия Ш-66. М., ЦИНТИАМ, 1963.
31. Шерстюк А. Н. Компрессоры. М., Госэнергоиздат, 1959.
32. Яминский В. В. Роторные компрессоры. М., Машгиз, 1960.
33. Angel P. T. Supersonic and subsonic vaneless nozzle. US. Patent № 2944786, 1960.
34. Caterpillar diesel for truck. «Diesel Power», 1960, Sept.
35. Edwards I. G. Experiments with turbocharged and aftercooled truck engine. «SAE Preprints», 1963, № 722.
36. Lader. MTZ, 1962, n. 4.
37. Reiners N. M. and Woolenweber W. B. Turbocharging high speed, high output diesel engines. «SAE Preprints», 1956, № 673.
38. Schwitter P. and Tsu. The Energy of diesel exhaust. «Transactions of ASME», 1949, v. 71, № 6.
39. The B. S. A. Superchargers. The Automobile Engineer», 1960, № 9.
40. Turbo-supercharging. «The Automobile Engineer», 1963, № 2.
41. Vittel H. Allis-Chalmers 2100 diesel development. «SAE Transactions», 1959, № 67.

257336



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Наддув серийных автомобильных двигателей	7
1. Наддув двухтактных двигателей	7
2. Четырехтактные дизели с приводными нагнетателями	15
3. Системы дифференциального привода нагнетателей	16
4. Турбонаддув автомобильных дизелей	18
5. Дизели с низким турбонаддувом	19
6. Дизели со средним турбонаддувом	24
7. Дизели с высоким турбонаддувом	34
8. Наддув серийных карбюраторных двигателей	44
9. Смазочные масла для дизелей с наддувом	48
Глава II. Сведения о рабочем процессе автомобильных двигателей с наддувом	51
10. Условия протекания рабочего процесса	51
11. Наполнение цилиндров	52
12. Влияние параметров наддува на механическую напряженность деталей кривошипно-шатунного механизма	56
13. Процессы сжатия, сгорания и расширения	58
14. Процессы в трубопроводах, подводящих выпускные газы к турбине	64
15. Механические потери	68
16. Энергетический баланс двигателей с наддувом и базовых двигателей без наддува	71
17. Изменение температуры деталей двигателя при наддуве	73
18. Зависимость показателей двигателя от параметров наддува	76
19. Влияние охлаждения воздуха после нагнетателя на показатели двигателя	78
Глава III. Центробежный нагнетатель	82
20. Устройство центробежного нагнетателя	82
21. Рабочее колесо центробежного нагнетателя	84
22. Гидравлические потери и к. п. д. рабочего колеса	95
23. Безлопаточный диффузор	103
24. Лопаточные диффузоры	108
25. Воздухосборники	112
26. Характеристики нагнетателей	114
27. Экспериментальное исследование нагнетателей	120
Глава IV. Радиально-осевая турбина	134
28. Устройство радиально-осевой турбины	134
29. Входные патрубки (улитка)	137
30. Лопаточный направляющий аппарат	139
31. Безлопаточный направляющий аппарат	149
32. Рабочее колесо радиально-осевой турбины	157
33. Характеристики радиально-осевых турбин	160
	221

34. Влияние «медленных» пульсаций газа на характеристики турбин	162
35. Определение основных размеров турбины и нагнетателя	166
36. Экспериментальное исследование турбин	168
Глава V. Совместная работа двигателя и турбокомпрессора	178
37. Условия совместной работы двигателя и турбокомпрессора	178
38. Особенности характеристик автомобильных двигателей с наддувом	179
39. Особенности рабочих процессов и характеристик на неустановившихся режимах	188
Глава VI. Конструкция агрегатов наддува	195
40. Компоновка турбокомпрессоров	195
41. Изменение параметров турбокомпрессоров	198
42. Турбокомпрессоры ЯМЗ	199
43. Турбокомпрессоры СМЗ ТКР-14	204
44. Турбокомпрессоры Эйрисерч фирмы Гарет	207
45. Турбокомпрессоры Швицер	212
46. Конструктивные особенности других автомобильных турбокомпрессоров	214
47. Некоторые особенности изготовления деталей турбокомпрессоров и материалы	215
48. Соединение турбокомпрессора и двигателя	216
Литература	219

Редактор издательства *Л. И. Егоркина*
Технический редактор *Н. Ф. Демкина*
Корректор *В. В. Сидор*
Переплет и суперобложка художника
Л. С. Вендрова

Сдано в производство 12/III 1965 г.
Подписано к печати 2/VI 1965 г. Т-07846
Тираж 2500 экз. Печ. л. 14. Бум. л. 7
Уч.-изд. л. 14. Темплан 1964 г., № 339
Формат 60×90¹/₁₆. Цена 84 к. Зак. 201.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6
Главполнграфпрома
Государственного комитета Совета Министров
СССР по печати.
Ленинград, ул. Моисеенко, 10

ПОЛЕЗНАЯ КНИГА

„... каждый, прочитавший ее, будет испытывать чувство удовлетворения и благодарности к ее создателям“.

(Из рецензии, опубликованной в журнале „Автомобильная промышленность“).

ЛИТВИНОВ А. С., РОТЕНБЕРГ Р. В., ФРУМКИН А. К.

ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

Конструкция и элементы расчета
М., Машгиз, 1963, 504 стр., Цена 2 р. 28 к.

Книга содержит описание и анализ большого числа конструкций основных механизмов и узлов современных отечественных и зарубежных автомобилей, требования, предъявляемые к механизмам трансмиссии, рулевым управлениям, тормозным системам и подвеске автомобиля, и конструктивные меры их обеспечения. Приведены основы расчета механизмов и узлов автомобиля.

КНИГУ МОЖНО КУПИТЬ

в Москве: ул. Петровка, 15, магазин № 8; Ленинский пр., 40, магазин № 115; ул. Кирова, 6, магазин № 120,

в Ленинграде: Невский пр., 28, магазин № 1; Литейный пр., 64, магазин № 5; Петроградская сторона, Б. Проспект, 19, магазин № 63,

а также выписать по почте через отделы «Книга — почтой», указанных выше магазинов.