

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 139

— 1972 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 139

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1972

ПРОБЛЕМЫ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Значение проблемы

Бурный рост всех отраслей народного хозяйства требует интенсивного увеличения автомобильного парка страны и повышения эффективности его работы. На эксплуатацию этого огромного парка государство затрачивает значительные средства. Крупным резервом повышения производительности общественного труда на автомобильном транспорте является сокращение эксплуатационных расходов. Важнейшее средство для решения этой задачи — повышение технического уровня, топливной экономичности и в первую очередь надежности и долговечности автомобильных двигателей, характеризующих их моторесурсом.

Увеличение моторесурса стало конкретной целью коллектива Ярославского моторного завода в его целенаправленной работе по повышению качества двигателей.

В результате ряда последовательных этапов совершенствования своей продукции заводом к началу 1967 г. моторесурс двухтактных двигателей был доведен до 4000 ч, а четырехтактных — до 5000 ч. Такой успех был в значительной степени предопределен комплексным подходом к решению задачи — разработкой системы работ по увеличению моторесурса двигателей. Однако вначале завод встретился с рядом трудностей. Так, отсутствовала достаточная информация о поведении двигателей в эксплуатации.

Имевшиеся у завода данные рекламаций потребителей, сведения о дефектах двигателей, выявленных при их обкатке и испытании на заводе, и о результатах длительных и контрольных испытаний не давали полной оценки качества двигателей.

Отсутствие методов ускоренных испытаний деталей, узлов и двигателей в целом не позволяло быстро и надежно проверить

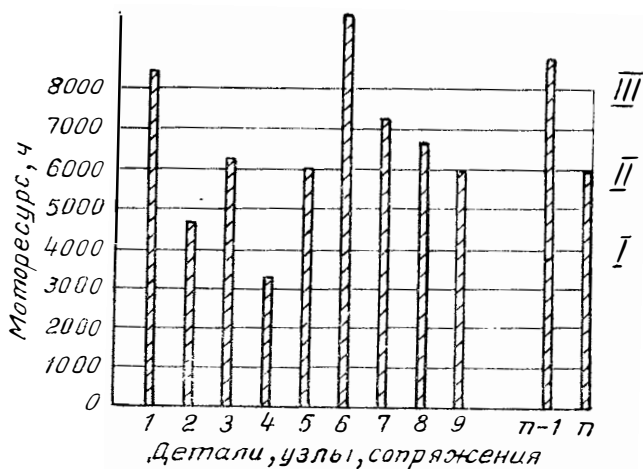
эффективность проводимых мероприятий, что приводило к большому разрыву во времени между проводимыми мероприятиями и оценкой их результатов.

Обнаружилась недостаточность развития экспериментальных и исследовательских лабораторий, отдельных технических звеньев предприятия.

Повышение эффективности работ по моторесурсу двигателей потребовало создания системы, основные положения которой изложены ниже.

Система научной организации работ по увеличению моторесурса двигателей (система «норм»)

Эта система имеет целью **планомерное и периодическое увеличение моторесурса двигателей** путем **повышения долговечности узлов и деталей, лимитирующих уровень моторесурса**. В системе «норм» моторесурс рассматривается как **планово растущая величина**, оптимальная на данном этапе.



Фиг. 1. Диаграмма для определения уровней моторесурса:

I — фактически достигнутый уровень моторесурса, *II* — оптимальный планируемый уровень моторесурса; *III* — перспективный уровень моторесурса для проведения научно-исследовательских работ

Периодическое увеличение моторесурса осуществляется на основе повышения долговечности узлов и деталей, лимитирующих планируемый уровень моторесурса (фиг. 1).

Для каждого последующего этапа увеличения моторесурса разрабатывается и проводится комплекс конструкторско-технологических мероприятий и опытных работ.

Как известно, основными факторами, влияющими на надежность и моторесурс двигателей в эксплуатации, являются:

- степень совершенства конструкции;
- совершенство технологии и стабильность производства двигателей в целом;
- ресурс и надежность комплектующих изделий;
- качество используемых материалов;
- культура эксплуатации и совершенство ремонта;
- качество горючесмазочных материалов.

От полноты учета этих факторов, которые учитывает система «норм», зависит успех работы по увеличению моторесурса.

Вот ее основные положения:

1. Моторесурс двигателя и потенциальная возможность его дальнейшего повышения планируются уже при создании конструкции и технологической подготовке производства.

2. Организацией творческой связи с автохозяйствами и ремонтными базами обеспечивается сбор информации о работе двигателей как сразу же после первых промышленных партий, так и в начале их массового производства; этим организациям оказывается необходимая техническая помощь для создания требуемых условий эксплуатации и ремонта двигателей.

3. Параллельно со сбором информации о работе двигателей в разнообразных условиях эксплуатации анализируются собственные производственные данные, а также сведения о достижениях передовых отечественных и зарубежных предприятий.

4. Обобщение собранной внешней и внутренней информации позволяет уточнить достигнутый уровень срока службы отдельных деталей и моторесурс двигателей в целом и наметить новый оптимальный уровень моторесурса.

5. При широком участии всех творческих звеньев и общественности завода разрабатывается комплексный план конструкторско-технологических мероприятий и опытно-экспериментальных работ, обеспечивающих достижение намеченного моторесурса.

6. Методами ускоренных испытаний и частично опытной эксплуатацией проверяется эффективность осуществляемых конструкторских и технологических решений.

7. Достигнутый моторесурс устанавливается испытаниями образцов двигателей и подтверждается последующей эксплуатацией.

8. Изучение материалов эксплуатации и повышение моторесурса двигателей проводятся непрерывно, до снятия данной конструкции с производства.

9. Совместно со смежными предприятиями проводится работа по обеспечению ресурса и надежности комплектующих изделий.

10. После запуска в массовое производство стабильность качества двигателя с повышенным моторесурсом обеспечивается установленным технологическим порядком, который строго поддерживается комплексом организационно-технических мероприятий, в том числе и системой бездефектного труда.

Характерной чертой системы «норм» является широкое развитие научно-исследовательских работ как в сфере создания объектов, так и в сфере производства, а также эксплуатации. Целью этих исследований является нахождение оптимальных технико-экономических соотношений конструктивных и технологических решений.

Творческие связи исполнителей этой большой и сложной работы и доля их участия в ней иллюстрируются фиг. 2.

Внедрение системы «норм» потребовало определенной организационной и технической подготовки. Для проверки целесообразности и эффективности проводимых конструкторско-технологических разработок, обобщения опыта эксплуатации и оказания технической помощи автохозяйствам при отделе главного конструктора было создано эксплуатационно-исследовательское бюро, которое проделало большую работу по обследованию автохозяйств и ремонтных заводов в различных районах страны.

Под постоянным наблюдением бюро находятся 1200 двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238, эксплуатирующихся на автомобилях, для чего установлена постоянная связь с 14 крупными автохозяйствами, расположенными в различных климатических условиях СССР. В этих автохозяйствах проводятся наблюдения за большим количеством машин с изучением ходимости их с начала эксплуатации и в течение всего амортизационного срока службы, что очень важно для систематизации материала.

Получение и обработка информации о фактической ходимости деталей и узлов на машинах, находящихся под наблюдением, осуществляется по схеме на фиг. 3.

Созданы также рекламационно-исследовательское бюро и сеть опорных эксплуатационных пунктов завода в районах наибольшей концентрации машин. Их функциями являются рассмотрение претензий потребителей, инструктаж и оказание помощи по эксплуатации и ремонту двигателей. Эти пункты, которых к настоящему времени насчитывается 30, служат также дополнительными источниками информации, а эффективность их деятельности оказалась весьма высокой.

Кроме того, были значительно развиты и укреплены опытно-конструкторские и экспериментально-исследовательские базы технических служб отдела главного конструктора, технолога и металлурга.

Проведенные мероприятия дали возможность расширить фронт научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. Только по четырехтактным двигателям техническими службами в творческом сотрудничестве с научно-исследовательскими институтами выполнено около 450 тем, большая часть которых реализована в виде конкретных мероприятий. Так, вместе с НАМИ были разработаны методики ускоренных испытаний деталей, узлов и агрегатов, что обеспечило быстрое получение надежных данных об эффективности проводимых мероприятий. Идея этих испытаний за-



Фиг. 2. Схема организации цикла работ по повышению моторесурса



Фиг. 3. Схема учета и обработки информации

ключалась в замене длительных эксплуатационных испытаний ускоренными на наиболее напряженных и более форсированных режимах, при этом вероятность появления дефектов должна быть такой же, как и при длительных испытаниях.

Ниже приводятся примеры методов ускоренных испытаний.

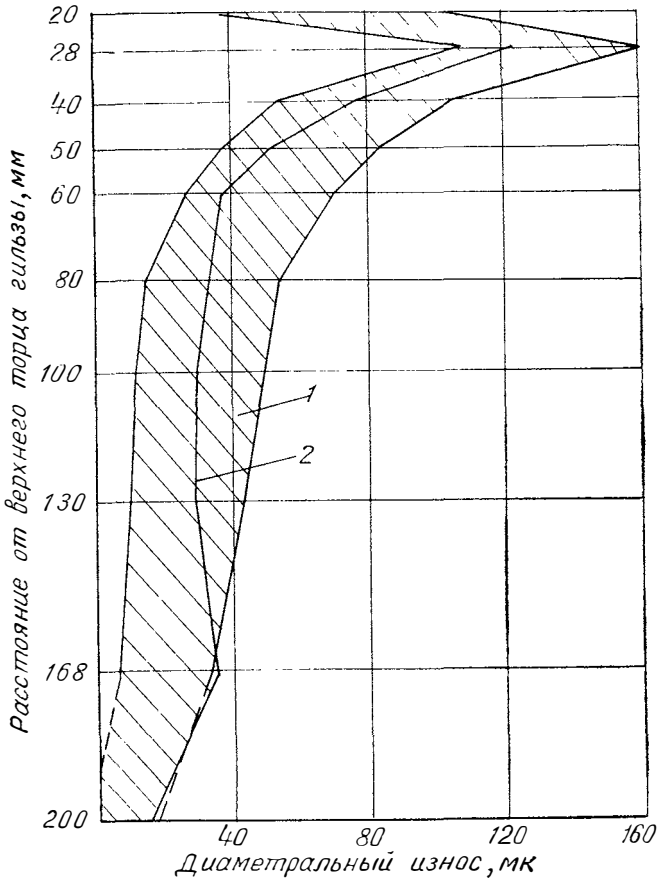
Испытания на износостойкость деталей цилиндро-поршневой группы, коленчатого вала и вкладышей подшипников при повышенной запыленности воздуха на всасывании и масла в картере двигателя проводятся в течение 150 ч. Износ поршневой группы, вкладышей и коленчатого вала при этом эквивалентен 100—120 тыс. км пробега в эксплуатационных условиях.

Оценка правильности выбора методики ускоренных испытаний гильз цилиндров двигателя показана на фиг. 4.

Как видно, эпюра среднего износа гильз при ускоренных испытаниях располагается почти строго в середине поля среднеквадратичных отклонений износа гильз при эксплуатации и повторяет его конфигурацию.

Испытания антифрикционных свойств и несущей способности рабочего слоя вкладышей подшипников проводятся на вкладышах,

ширина которых уменьшена, чем искусственно увеличиваются величины удельных нагрузок. 400-часовые испытания таких вкладышей равнозначны 1500—2000 ч эксплуатации вкладышей нормальной ширины.

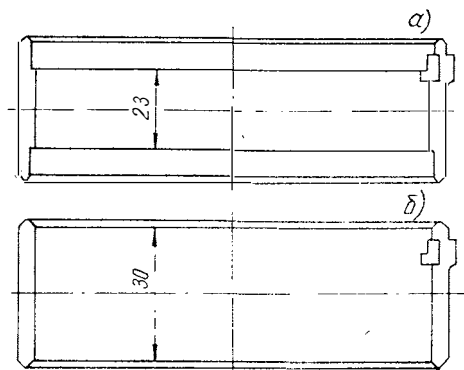


Фиг. 4. Эпюры износа гильз цилиндров двигателей ЯМЗ:
 1 — зона среднеквадратичных отклонений при эксплуатации;
 2 — средний износ при ускоренных испытаниях

Эскиз нормального и измененного вкладышей показан на фиг. 5, а и б.

Надежность работы деталей цилиндро-поршневой группы (поршень — бобышки под палец, перемычки между канавками под кольца, втулки верхней головки шатуна, шатуны и т. п.) определяется испытанием двигателя с заведомо увеличенным максимальным давлением сгорания и повышенной жесткостью рабочего процесса за счет увеличения угла опережения впрыска топлива. Время

стендовых испытаний сокращается в три-четыре раза. Детали, подвергающиеся динамическим нагрузкам, испытываются на надежность путем искусственного увеличения неравномерности вращения коленчатого вала за счет уменьшения массы маховика. Применение этого метода позволило сократить длительность стендовых испытаний различных вариантов муфт привода вентилятора в 15—20 раз и т. д.



Фиг. 5. Эскиз вкладыша для ускоренных испытаний (а) и серийного вкладыша (б)

Разрабатываемые заводом планы конструкторско-технологических и организационных мероприятий и опытных работ по повышению моторесурса направлены на решение следующих основных проблем:

1. В области совершенствования конструкции изделий:

- повышение равнопрочности и износостойкости деталей и узлов за счет применения более качественных материалов и улучшения отдельных конструктивных элементов;
- снижение температурных и механических напряжений основных деталей и узлов за счет совершенствования рабочего процесса;
- повышение эффективности работы систем смазки и фильтрации воздуха, масел и топлива;
- снижение трудоемкости, обеспечение удобства обслуживания и ремонтной технологичности;
- подбор более совершенных масел и неметаллических материалов (накладки сцепления, прокладки, приводные ремни и сальники).

2. В области совершенствования техники, технологии и организации производства:

- совершенствование действующих и внедрение в производство новых прогрессивных технологических процессов в целях обеспечения выполнения всех требований, чертежей и технических условий;
- повышение точности геометрии отливок и поковок;
- улучшение чистоты внутренних полостей отливок;
- применение более совершенных методов приготовления металлических сплавов, обеспечивающих стабильность качества;
- стабилизация технологических процессов в целях снижения брака;
- снижение в основных деталях внутренних напряжений, получаемых в процессе производства, в целях предотвращения их коробления в период эксплуатации;

— уменьшение влияния субъективных факторов на ход технологических процессов и качество выпускаемой продукции за счет механизации и автоматизации процессов изготовления, сборки и контроля изделий;

— укрепление технологической дисциплины в цехах и создание организационно-технических предпосылок для поддержания ее на должном уровне (предупреждение использования некачественной оснастки и оборудования, упорядочения подготовки исходных материалов и складского хозяйства, повышение квалификации, предотвращения текучести кадров);

— повышение ритмичности производства (ликвидация диспропорций в производственных мощностях, выбор оптимальных заделов, совершенствование систем технической и оперативной подготовки производства);

— повышение культуры производства и внедрение научной организации труда (НОТ).

Уровень технологии и технической оснащенности производства является нередко определяющим, а в ряде случаев и решающим фактором обеспечения высокого качества выпускаемой продукции. В этом направлении на заводе ведется большая работа.

По завершении реконструкции завод станет в ряд предприятий с самой передовой технологией дизелестроения, высокой степенью механизации и автоматизации всех основных и вспомогательных производственных процессов. Механизация и автоматизация основных и вспомогательных производственных процессов позволит обеспечить поддержание на достаточно высоком уровне стабильности качества выпускаемой продукции.

Разработанный и осуществленный в 1966—1968 гг. комплекс конструкторско-технологических мероприятий и опытных работ был очередным этапом и имел целью увеличить моторесурс четырехтактных двигателей до 6000 ч. В соответствии с основными положениями системы «норм» внимание конструкторских и технологических служб концентрировалось прежде всего на группах деталей и узлов, определявших надежность и долговечность силовых агрегатов. Несмотря на большой объем работ, цель была достигнута.

Культура эксплуатации двигателей

Анализ результатов многолетней эксплуатации силовых агрегатов ЯМЗ показал, что их технико-эксплуатационные качества в значительной степени зависят от соблюдения правил эксплуатации, рекомендованных заводом.

Основными нарушениями правил эксплуатации являются:

— несоблюдение теплового режима работы двигателя, что приводит к повышению интенсивности износа основных рабочих пар, повышенному расходу топлива и нагароотложениям;

— несвоевременное и некачественное обслуживание системы фильтрации масла, что приводит к повышенному износу рабочих

пар и задиру вкладышей коренных и шатунных подшипников;
— несоблюдение моментов затяжки гаек крепления головки цилиндров, крышек коренных и шатунных подшипников, что приводит к большой деформации деталей и преждевременному выходу из строя прокладок головки блока цилиндров и провороту вкладышей;

— недопустимое повышение угловой скорости вращения коленчатого вала и цикловой подачи топлива, что приводит к перегрузкам деталей и узлов двигателя;

— торможение автомобиля двигателем до чрезмерной оборотности коленчатого вала, что приводит к выпадению сухарей клапанов или обрыву клапанов газораспределения;

— запуск двигателя в зимнее время без подогрева масла (особенно, когда используют летние сорта масла), что приводит к интенсивному износу, а в отдельных случаях — к провороту вкладышей коленчатого вала и, как следствие, к случаям его поломок;

— несвоевременное обслуживание топливной аппаратуры;

— применение некачественных горючесмазочных материалов, а также низкая культура хранения и заправки ими;

— низкое качество профилактики.

Уровень моторесурса двигателей в значительной степени зависит от качества применяемого масла. Многолетнее наблюдение за эксплуатацией двигателей ЯМЗ показало, что в подавляющем большинстве автохозяйств применяются масла, не соответствующие требованиям рекомендации заводской инструкции (зимой — летние, а летом — зимние сорта, с низкими моющими качествами при-садок).

Весьма важным является вопрос правильного использования двигателей эксплуатирующими организациями. В технических условиях на двигатель имеется требование о необходимости согласования с заводом-поставщиком в каждом отдельном случае применения двигателя в качестве силового агрегата на конкретном изделии. Однако некоторые заводы игнорируют эти требования, не задумываясь над тем, соответствует или нет режим работы машины технической характеристике двигателя.

Нередко автохозяйства искусственно занижают достигнутый первичный моторесурс двигателей, преждевременно направляя их в капитальный ремонт. При этом, как правило, необходимость отправки в капитальный ремонт оценивается по следующим признакам:

- 1) потере мощности;
- 2) низкому давлению масла;
- 3) повышенному расходу масла;
- 4) повышенной дымности выхлопа;
- 5) разрушению деталей (стуки).

Эти недостатки в большинстве случаев могут быть устранены за счет регулировки топливной аппаратуры или предотвращены путем своевременного технического обслуживания, а также за счет

замены контрольных приборов автомобиля, своевременной диагностики и замены быстроизнашиваемых деталей.

Во многих случаях средний ремонт в автохозяйствах не производится, и двигатели направляются для капитального ремонта на ремонтный завод, где детали, еще пригодные к длительной эксплуатации (поршни, гильзы, вкладыши и др.), выбрасываются. Более того, при обезличенной системе ремонта теряются преимущества уже достигнутой приработки деталей, пригодных для дальнейшей работы. Организацией средних ремонтов в автохозяйствах, с которыми они могут вполне справиться, можно резко сократить количество капитальных ремонтов вплоть до одного на весь срок эксплуатации двигателей; кроме того, уменьшится потребность в запасных частях. Условно годовая экономия, например, для двигателей выпуска 1970 г. составит около 6 млн. руб.

Следует сказать, что многие автохозяйства не имеют стандов для регулировки топливной аппаратуры и необходимых приспособлений для текущего обслуживания двигателей.

Межремонтный моторесурс двигателей

Так как каждый двигатель в течение всего срока его службы подвергается неоднократным ремонтам, то увеличение межремонтного моторесурса двигателей является столь же важной государственной задачей, как и увеличение их первичного моторесурса. Решение этой задачи представляет собой исключительную сложность, так как на межремонтный моторесурс двигателей оказывают влияние многие дополнительные факторы, помимо тех, которые связаны с изготовлением новых двигателей.

Как правило, двигатели ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, на которых проведена межремонтная замена колец и вкладышей, работают до капитального ремонта 5000—7000 моточасов, что соответствует 150—180 тыс. км пробега большегрузных автомобилей. Однако срок службы двигателей, прошедших капитальный ремонт на авторемонтных заводах, значительно меньше.

Иллюстрацией последнего может служить величина среднего вторичного моторесурса двигателей, проходивших капитальный ремонт на разных заводах, которая составляет для одного завода 1400, для второго 850 и для третьего 760 ч.

Таким образом, для этих заводов отношение вторичного моторесурса двигателей к первичному составляет 0,2—0,3, в то время как стоимость капитального ремонта достигает 70% стоимости нового двигателя. Так, на Киевском ремонтном заводе (двигатели ЯМЗ-238) стоимость ремонта составляет 1060 руб., на Прокопьевском ремонтном заводе «Автоагрегат» (двигатели ЯМЗ-236) — 943 руб. и на ремонтном заводе города Пугачева Саратовской области (двигатели ЯМЗ-238НБ) — 1160 руб.

Следовательно, естественным должно быть требование увеличения вторичного моторесурса к первоначальному до 0,8. Это

даст условно годовую экономию в народном хозяйстве только для двигателей, выпущенных в 1969 г., около 15—18 млн. руб. В связи с этим предусматривается организация ремонта двигателей на индустриальной основе и перенесение на ремонтные предприятия технологического опыта заводов-изготовителей, что улучшит положение вышесказанного.

Специально на заводе организован эксплуатационно-ремонтный отдел (ЭРО), в задачи которого входит:

- оказание помощи ремонтным предприятиям в повышении технического уровня ремонта двигателей;
- разработка технических условий на ремонт;
- разработка прогрессивных типовых технологических процессов ремонта двигателей;
- разработка методов реставрации деталей и узлов при капитальных ремонтах и их внедрение на ремонтных заводах;
- участие в обучении работников ремонтных заводов современным методам контроля, восстановления и ремонта силовых агрегатов.

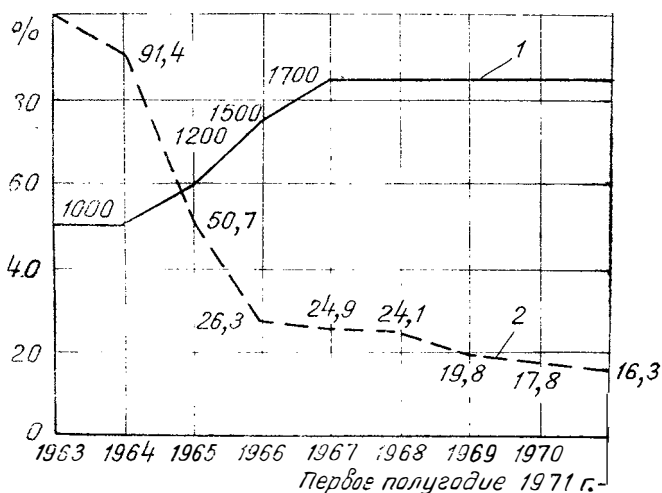
Результаты и эффективность проведенных работ

Эффективность работ по увеличению моторесурса изделий можно объективно оценить лишь с точки зрения их значения в масштабе всего народного хозяйства. Экономическая эффективность от увеличения моторесурса двигателей ЯМЗ с 3 до 6 тыс. моточасов с учетом дополнительных затрат в производстве составила за 1965—1970 гг. 336,2 млн. руб. Это равнозначно вводу в строй двух новых моторных заводов, каждый из которых по стоимости и объему был бы равен Ярославскому. За счет сокращения количества капитальных ремонтов отпала необходимость в строительстве ремонтных баз стоимостью в 40 млн. руб. и условно высвобождено около 10,5 тыс. человек ремонтников.

Увеличение надежности и долговечности двигателей ЯМЗ позволило сократить простой автомобильного парка и повысить его производительность, снизить затраты на капитальные ремонты и потребность в запасных частях. По данным обследования автохозяйств, расход запасных частей для двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 уменьшился на 23%, или на 22 и 31 руб. соответственно по сравнению с 1965 г. Расчеты показывают, что только от снижения расхода запасных частей для четырехтактных дизельных двигателей народное хозяйство получает годовую экономию в сумме около 2 млн. руб.

В период с 1963 по 1967 гг. количество рекламаций потребителей по двухтактным двигателям снизилась в 3,3 раза, а по четырехтактным — в 4,1 раза.

На фиг. 6 показана диаграмма снижения рекламаций при одновременном увеличении гарантийных сроков за счет увеличения моторесурса двигателей.



Фиг. 6. Диаграмма роста гарантийных сроков (1) и снижения рекламаций (2) двигателей ЯМЗ (в проц. к 1963 г.)

Увеличение моторесурса двигателей для коллектива завода явилось новым стимулом повышения технического уровня продукции, внедрения прогрессивной техники и технологии производства и научной организации труда во всех звеньях производства и управления, повышения квалификации кадров, роста культуры производства.

* *
*

В ближайшие два-три года заводу предстоит решить новую, более сложную задачу: улучшить все эксплуатационные показатели и увеличить моторесурс четырехтактных двигателей до 8 тыс. моточасов, а затем довести его до 10 тыс. моточасов.

Для успешного решения этой задачи необходимо выполнить следующие основные мероприятия:

- увеличить жесткость блока картера двигателя;
- повысить усталостную прочность коленчатого вала;
- повысить износостойкость вкладышей подшипников;
- повысить степень очистки воздуха;
- повысить эффективность очистки масла;
- обеспечить заданный тепловой режим двигателя внедрением автоматической муфты отключения вентилятора и применением термостатов с твердым наполнителем;
- повысить износостойкость трущихся пар «поршень — гильза», «поршневые кольца — гильза», «коленчатый вал — вкладыш», «клапан — седло» и др. подбором новых материалов и методов их упрочнения.

К решению этой задачи привлечены НАМИ, НИИТавтопром, ВНИИАТИ, НАТИ, НИИАТМ и др.

Практикой применения системы «норм» на заводе уже доказана ее эффективность. Вместе с тем выявилась необходимость в более глубокой проработке некоторых технических и организационных вопросов.

Дальнейшему совершенствованию и развитию подлежат методы ускоренных испытаний с целью снижения до минимума потребности в длительных эксплуатационных испытаниях.

Предстоит более четко организационно оформить и укрепить заводскую службу надежности.

Назрела необходимость в повышении объективности и полноты информации о работе двигателей в эксплуатации. Следует подумать об организации опытных автохозяйств, деятельность которых была бы в основном подчинена задачам научных исследований и не обременялась планом перевозок.

Необходимо отметить также, что работа по повышению моторесурса двигателей, имеющая большое народнохозяйственное значение, пока никем не координируется и не планируется. Поэтому проведение высокоэффективных мероприятий нередко срывается из-за нежелания смежного предприятия идти на сложную подготовку или дополнительные издержки производства, несмотря на явную народнохозяйственную целесообразность.

Для большей эффективности работ по увеличению моторесурса двигателей необходимо:

1) Прикрепить к моторостроительным предприятиям постоянных поставщиков шихтовых материалов, металла и комплектующих изделий.

2) Обеспечить поставку металлургической промышленностью металла для наиболее ответственных деталей двигателей улучшенного качества.

3) Увязать ГОСТы на материалы с ГОСТами на готовые коленчатые валы и шатуны, а также пересмотреть устаревшие ГОСТы на прокат.

4) Пересмотреть ГОСТы на точность прецизионного и финишного металлорежущего оборудования и организовать производство ряда моделей, не выпускаемых отечественной промышленностью.

5) Организовать производство абразивных и алмазных материалов и инструмента по консистенции, стойкости и режущим свойствам, отвечающим требованиям машиностроения.

6) Создать специализированное производство необходимой гаммы механизированного инструмента с тарированным моментом для сборочных работ.

7) Создать на моторостроительных заводах резервы оборудования для финишно-прецизионных операций.

8) Обеспечить выпуск нефтяной промышленностью малосернистых топлив и высококачественных присадок к маслам.

ОПЫТ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЯМЗ

Введение

Ярославский моторный завод в 1958 г. специализировался на выпуске дизельных двигателей, коробок перемены передач и сцеплений к ним. Эта специализация позволила заводу в короткие сроки разработать, довести и поставить на производство новое семейство четырехтактных дизельных двигателей, предназначенных для установки на большегрузные автомобили, тягачи и различные силовые установки. По сравнению с ранее выпускавшимися двухтактными двигателями двигатели нового семейства имеют большую мощность, меньший удельный вес, лучшую экономичность.

При выборе принципиальной схемы и рабочего процесса двигателей учитывалась необходимость обеспечения таких универсальных требований к двигателю, как малые габариты, низкий удельный вес, высокая экономичность. Предусматривалась также возможность дальнейшей форсировки за счет улучшения рабочего процесса, повышения оборотов и применения газотурбинного наддува, обеспечение многотопливности, работы в автомобильном, тракторном и стационарном варианте, высокая надежность и долговечность.

Разнообразные требования, предъявляемые к конструкции двигателей, определили выбор конструктивных решений и необходимость проведения большого объема опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ по созданию двигателей, а также разработки и освоения новых технологических процессов, применения новых конструкционных материалов, обеспечивающих высокое качество и низкую трудоемкость массового производства.

При конструировании была получена высокая степень унификации шести- и восьмицилиндровых двигателей этого семейства,

достигающая по наименованиям деталей 93% и по массовым изнашивающимся деталям (поршни, поршневые кольца, гильзы цилиндров, вкладыши подшипников, клапаны и др.) 100%. Дальнейшая доводка и совершенствование их конструкции производились за счет совершенствования рабочего процесса с целью улучшения мощностных и экономических показателей, повышения надежности и долговечности, форсировки двигателей по оборотам и за счет наддува.

Рабочий процесс двигателя

Для выбора параметров топливной аппаратуры впускных и выпускных трактов, формы камеры сгорания и др. был проведен большой комплекс исследований на стендах, одноцилиндровых установках и развернутых двигателях.

Из условий получения минимальных удельных расходов топлива, давлений цикла и скорости нарастания давления сгорания по углу поворота коленчатого вала были подобраны и проверены экспериментально фазы газораспределения, тип и размерность топливной аппаратуры. Были определены расположение распылителя форсунки по высоте, число, диаметр и расположение отверстий распылителя при заданном расположении форсунки, а также диаметр плунжерной пары, разгрузочный объем и конструкция нагнетательного клапана, обеспечивающие отсутствие подвпрысков топлива. Большой объем работ был проведен по подбору закона подачи топлива, формы и диаметра камеры сгорания, диаметра и хода клапанов газораспределения, формы и сечения всасывающих и выпускных каналов, длины всасывающих трубопроводов, направления и энергии вихря всасываемого воздуха.

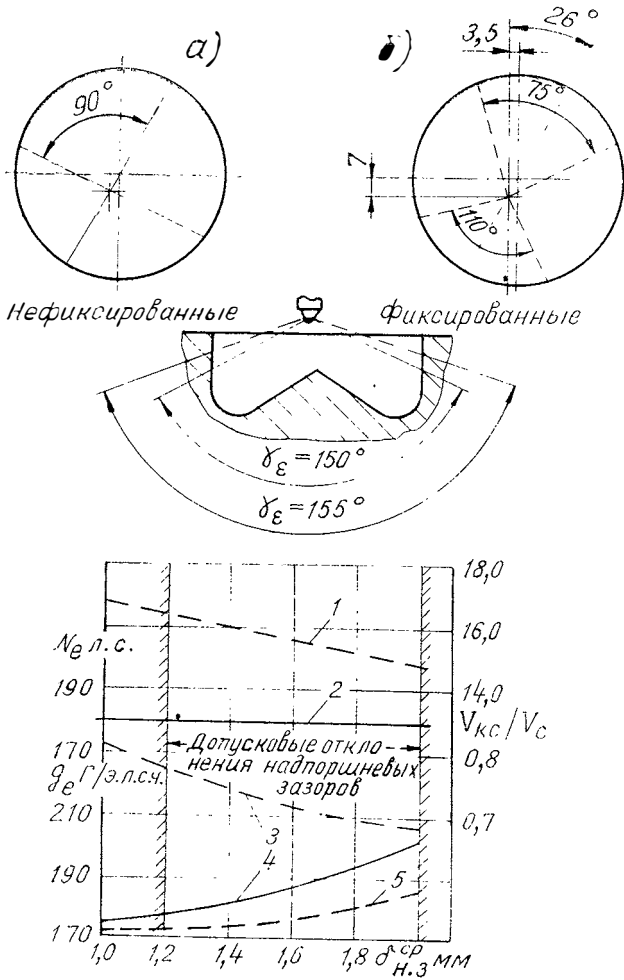
Для уменьшения энергетических потерь и получения высоких эффективных показателей были исследованы потери на трение, на привод отдельных агрегатов двигателя и насосные потери, при этом разработан ряд новых методик и аппаратура. В частности, была отработана конструкция датчика для регистрации участка низких давлений индикаторной диаграммы и методика индицирования, обеспечивающая высокую точность замеров.

Этими исследованиями установлено следующее:

1. Повышение давления открытия нагнетательного клапана с 10 до 17—18 кг/см^2 обеспечивает стабильность цикловых подач даже при больших отклонениях пропускной способности распылителей.

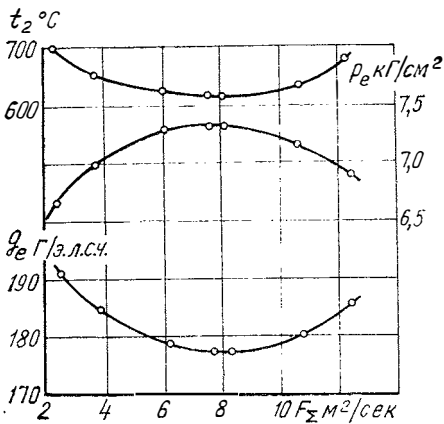
2. Использование фиксированных распылителей с неравномерными величинами углов в плане между распыливающими отверстиями обеспечивает равномерное распределение топлива по камере в плане, уменьшение концентрации топлива в глубине камеры сгорания и увеличение выброса топлива в надпоршневое пространство, т. е. более полное использование воздушного заряда в объеме камеры сгорания. Это позволило улучшить топливную экономичность приблизительно на 5% и уменьшить влияние надпоршневого

зазора (фиг. 1) и температуры всасываемого воздуха на эффективные показатели двигателя, а также уменьшить угол опережения впрыска и, следовательно, скорость нарастания давления сгорания и максимальное давление сгорания.



Фиг. 1. Влияние конструкций распылителей нефиксированного (а) и фиксированного (б):
 1 — степень сжатия ϵ ; 2 — N_e ном = 180 л.с. ($p_{e,н} = 6,93$ кг/см²) = const; 3 — отношение $\frac{V_{кс}}{V_c}$; 4 — минимальный удельный расход топлива g_e для нефиксированных распылителей. 5 — то же, но для фиксированных распылителей

3. Произведен подбор формы и сечения впускного канала, для чего заводом совместно с НАМИ была разработана методика суммарной оценки интенсивности вращательного движения воздушного заряда в цилиндре двигателя в виде циркуляции скорости (фиг. 2).



Фиг. 2. Регуляционная характеристика двигателя ЯМЗ-236 при $\alpha = 1,4$ и $n = 2100 \text{ об/мин}$ в зависимости от изменения интенсивности вращения воздушного заряда в рабочем цилиндре

4. В процессе дополнительных исследований влияния объема и формы камеры сгорания выявлено преимущество камеры с диаметром 73 мм вместо 80 мм при сохранении объема. Вследствие увеличения доли топлива, попадающего на стенку камеры сгорания, динамика сгорания, выраженная параметром $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, понизилась

до 7,0—8,5 кг/см², или примерно на 25%, при этом удалось снизить гидравлическое сопротивление впускного канала и повысить коэффициент наполнения двигателя с 0,82—0,83 до 0,845—0,850 (фиг. 3).

Уменьшение гидравлических сопротивлений впускного канала и подбор более оптимальных фаз газораспределения привели к снижению мощности, забираемой на совершение насосных ходов в двигателе, и повышению коэффициента наполнения.

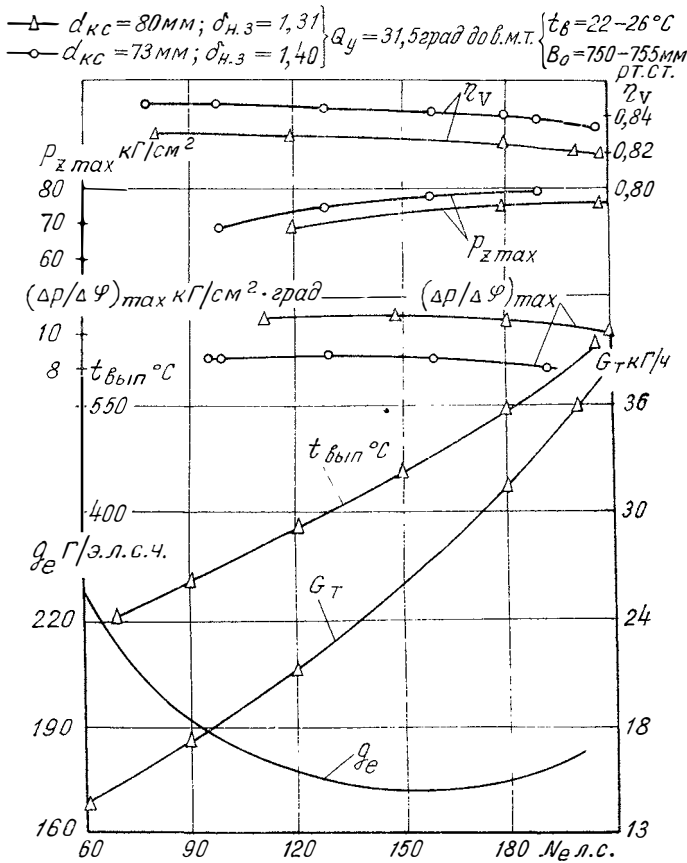
Кроме того, исследованиями установлены:

- а) оптимальные углы опережения впрыска для всех оборотов;
- б) зависимость коэффициента наполнения от длины впускных трубопроводов;
- в) влияние сопротивления на всасывании и выпуске на показатели двигателя;
- г) влияние на показатели двигателей температуры, влажности и барометрического давления воздуха.

На основе выявленных зависимостей определены оптимальные параметры топливной аппаратуры и других элементов двигателей, влияющих на рабочий процесс.

Работы, проведенные по доводке рабочего процесса двигателей, обеспечили им стабильные высокие мощностные и экономические показатели. Так, при сравнительно небольшой скорости вращения коленчатого вала (2100 об/мин) и скорости поршня 9,8 м/сек, гарантирующей высокую долговечность поршневой группы, мощность двигателей составляет 16,2 л. с./л, а минимальный удельный расход

топлива не превышает 175 Г/э.л.с.-ч по скоростной характеристике и 165 Г/э.л.с.-ч по нагрузочной (по ГОСТ 14846—69).



Фиг. 3. Нагрузочная характеристика двигателя ЯМЗ-236 при $n = 2100 \text{ об/мин}$

Двигатели имеют возможность дальнейшей форсировки по угловой скорости коленчатого вала и подаче, а также путем газотурбинного наддува. В настоящее время испытываются двигатели с оборотами коленчатого вала 2300 в минуту и повышенной на 10% мощностью.

Особенности конструкции

Опыт эксплуатации двигателей в народном хозяйстве, собираемый и анализируемый в специальном эксплуатационно-исследовательском бюро конструкторско-экспериментального отдела, позволил заводу наметить конкретные меры для систематической работы

по повышению моторесурса двигателей, их надежности и долговечности. Так, с 1963 по 1969 г. моторесурс двигателей удвоен и намечены мероприятия по дальнейшему его повышению. Каждое мероприятие до внедрения его в производство проверяется на специальных стендах ускоренными методами. Методики и стенды разрабатываются заводом в содружестве с научно-исследовательскими институтами.

Остановимся на совершенствовании конструкции некоторых узлов.

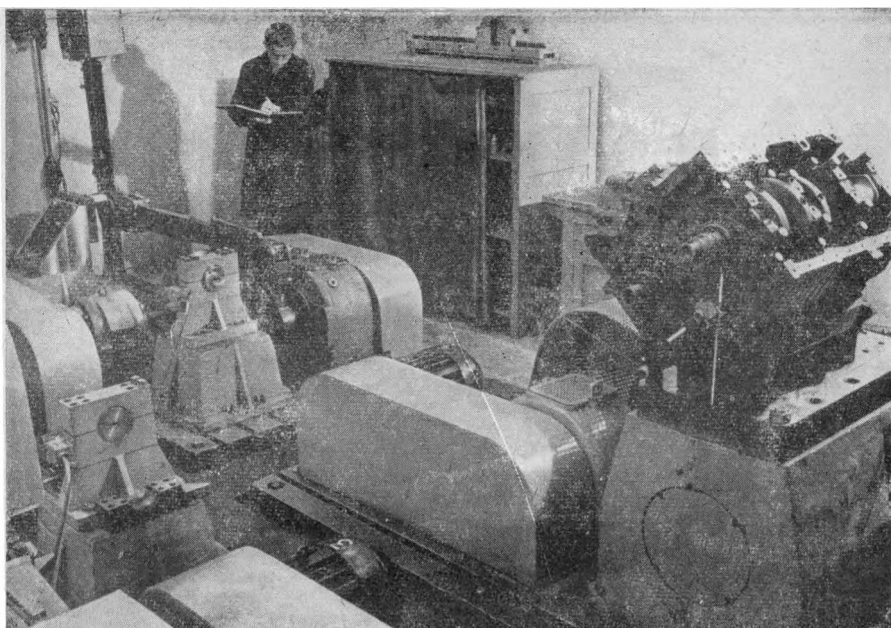
Блок цилиндров. Основной проблемой обеспечения его долговечности является длительная стабильность геометрии «постелей» под вкладыши и расточек под гильзы цилиндров, обеспечиваемая рациональной силовой схемой блока цилиндров и искусственным старением отливок. Ужесточение картерной части проведено за счет повышения жесткости поперечных стенок, в которых размещаются подшипники коренных опор. Дополнительное увеличение жесткости опор коленчатого вала для повышения моторесурса осуществляется за счет введения боковых стяжек. Одновременно проводится мероприятия по устранению кавитационного разрушения нижнего посадочного пояса блока под гильзу за счет введения упругого антикавитационного кольца в месте входа гильзы в нижнюю расточку блока.

Коленчатый вал. Проведен ряд мероприятий по увеличению усталостной прочности, а именно: повышено качество материала за счет рафинирования его синтетическими шлаками; проведены упрочняющая накатка галтелей и внедрение тонкостенных вкладышей с одновременным увеличением диаметров коренных и шатунных шеек; ликвидирована операция правки коленчатого вала в холодном состоянии, а закалка шеек с нагревом т. в. ч. проводится при вращении коленчатого вала и др.

Для проверки влияния этих мероприятий на надежность коленчатого вала разработаны специальные стенды для усталостных испытаний, обеспечивающие возможность сравнительного анализа (фиг. 4, 5 и 6).

Поршень. Изготавливается он из заэвтектического высококремнистого алюминиевого сплава. Низкий коэффициент линейного расширения этого сплава в сочетании со сложной геометрической формой позволил обеспечить надежную работу поршней при сравнительно малых зазорах между юбкой поршня и гильзой (0,19—0,21 мм). Для улучшения приработки поверхность юбки поршня покрыта слоем олова толщиной 0,003—0,006 мм.

С целью предотвращения возможности зависания колец компрессионные кольца и канавки в поршне под них имеют сечение прямоугольной трапеции. В диаметральной сечении поршень имеет бочкообразную форму, в сечении, перпендикулярном оси, — овальную. Подобранная форма обеспечивает эффективную прирабатываемость и оптимальную площадь прилегания нагретого поршня к гильзе. В настоящее время проведены работы по доводке кон-



Фиг. 4. Усталостные испытания коленчатых валов

струкции маслосъемных колец, которые обеспечивают снижение расхода масла до 0,5—1,0 %.

Исследования показали, что основным видом износа является абразивный. Поэтому заводом создан более эффективный фильтр очистки воздуха — двухступенчатый фильтр с первой ступенью в виде решетки и второй ступенью с бумажными элементами. Степень очистки, которую он обеспечивает, составляет 99,8 % при сравнительно низком сопротивлении на всасывании и длительной работе.

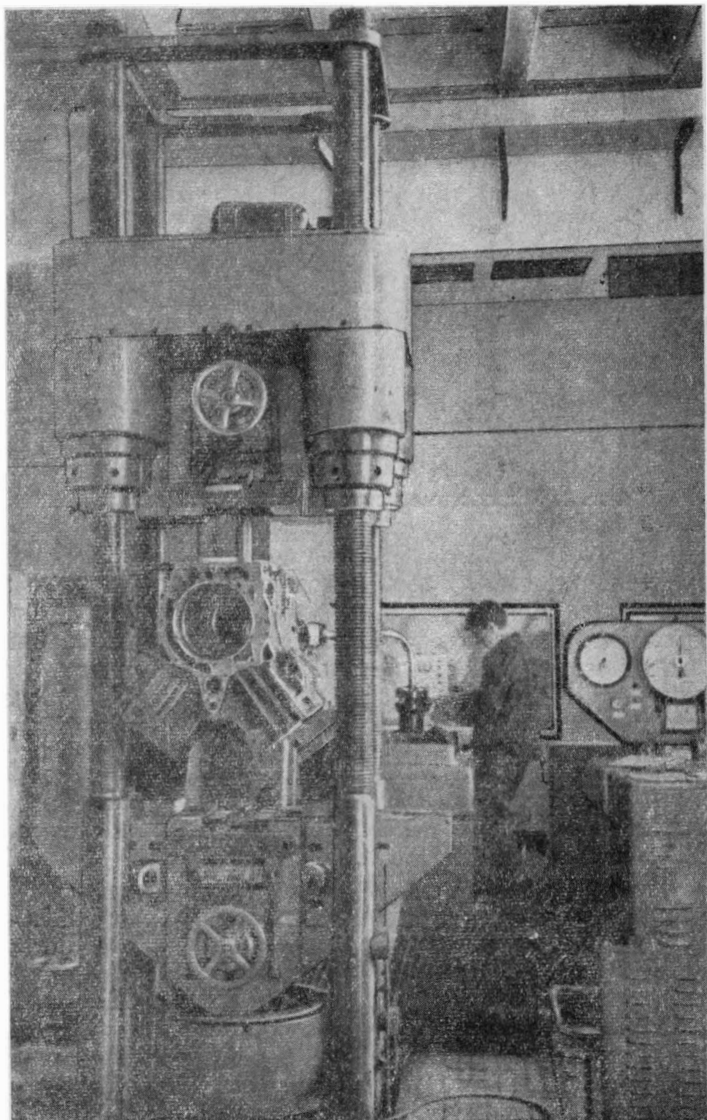
Вкладыши коренных и шатунных подшипников коленчатого вала имеют стальную основу, залитую свинцовистой бронзой.

Для повышения допустимого удельного давления толщина рабочего слоя уменьшена до 0,30—0,65 мм. Окончательно обработанный вкладыш по внутренней поверхности покрывается сплавом свинец—олово—сурьма (90+9,5+0,5) % толщиной 0,012—0,022 мм. Покрытие этим сплавом значительно повышает усталостную прочность антифрикционного слоя.

В настоящее время для двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 начали применяться тонкостенные вкладыши из сталеалюминиевой ленты АО-20. Однако испытания вкладышей на алюминиевой основе с добавкой 20% олова, 6% олова с дополнительным покрытием с добавкой кремния и др. показали, что они обеспечивают достаточную

работоспособность только двигателям, не форсированным наддувом. На высоких нагрузках необходимая работоспособность получена на вкладышах из сталебронзовой ленты.

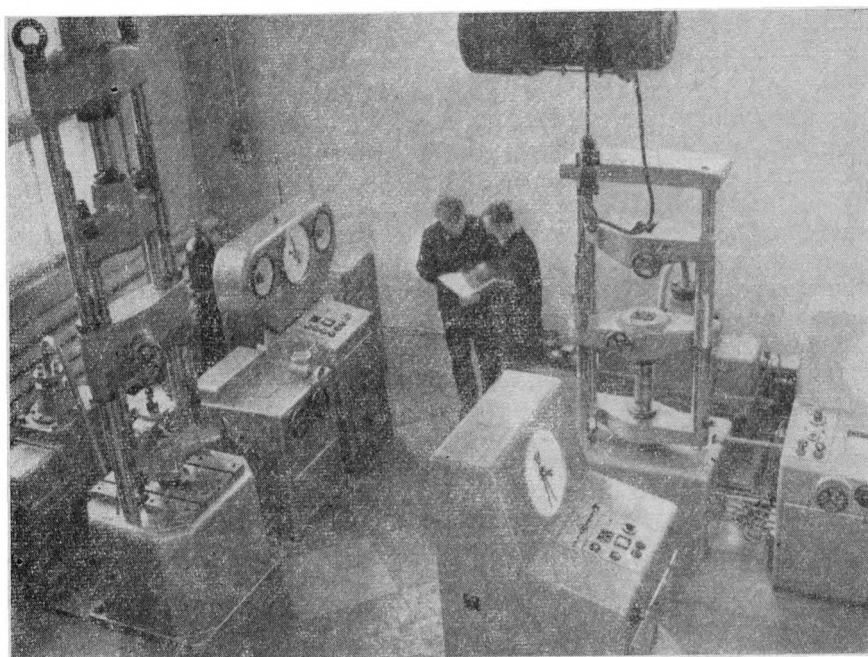
Головки цилиндров. Головки левого и правого рядов цилиндров взаимозаменяемы. Конструкция обеспечивает обработку головок



Фиг. 5. Испытания блока двигателя ЯМЗ-240 на прочность

обоих двигателей на одной автоматической линии без переналадки. Отливки, сделанные из специального чугуна, подвергаются искусственному старению для снятия внутренних напряжений.

Сечение, форма и направление впускных каналов, выполненных во внутренней полости головки, подобраны для обеспечения необходимой энергии и структуры вихря в цилиндре.



Фиг. 6. Машины для усталостных испытаний

Для повышения стойкости в гнездо под выпускной клапан запрессовано седло, изготовленное из белого жаропрочного чугуна. Для уменьшения износа стержней клапанов направляющие втулки клапанов изготовлены из металлокерамики. В настоящее время проводится подготовка производства для установки седла под впускной клапан.

Клапаны. Поверхность рабочей фаски выпускного клапана наплавляется сплавом ВЗК, причем твердость наплавленного слоя составляет $HRC\ 40-45$. Стержни обоих клапанов упрочняются накаткой и графитируются. Клапаны имеют устройство для проворачивания при работе, обеспечивающее равномерный износ.

Система смазки. Наличие центробежного маслоочистителя, стоящего на потоке, параллельном магистрали для подачи масла в подшипники, позволяет эффективно очищать смазочное масло от

продуктов его старения и абразивных частиц, однако в настоящее время ведется подготовка производства новой системы фильтрации, в которую введен дифференциальный клапан. С 1970 г. изменена конструкция фильтра грубой очистки, чтобы исключить возможность попадания отстоя при пуске двигателя, и повышена тонкость очистки.

Надежность клапанов системы смазки достигнута в результате применения гидравлического демпфирующего устройства, устраняющего возможность резонансных колебаний пружины и клапана.

Система питания двигателя топливом. Узлы системы питания топливом отработаны в направлении обеспечения длительной надежной работы при минимальном объеме технического обслуживания.

Система фильтрации топлива включает оригинальный топливный фильтр тонкой очистки с элементом из древесной муки со связкой из полимерных материалов. Топливный насос высокого давления размерности «Б» по международной классификации обладает высоким сроком службы и стабильностью регулировочных параметров, чему способствуют относительно невысокие контактные напряжения в элементах механизма. Он укомплектован автоматической муфтой изменения угла опережения подачи топлива, что обеспечивает оптимизацию момента подачи при переменном числе оборотов коленчатого вала, позволяет снизить жесткость рабочего процесса и повысить топливную экономичность.

Для ликвидации случаев поломки пружин толкателей введено аммиактное цинкование пружин с отпуском вместо оксидирования и изменена система суфлирования насоса. В муфте опережения для ликвидации износов грузов и пальцев введены промежуточные бронзовые элементы.

В работах по выбору и уточнению параметров широко используется расчетный метод процесса впрыска, созданный и отлаженный МАДИ.

Особое внимание уделяется надежности форсунок, поскольку мощностные показатели, дымность выпуска, а также надежность двигателя в целом в значительной степени зависят от их работоспособности. В результате проведенных исследований было уменьшено гидравлическое сопротивление распылителей за счет введения дополнительного конуса на игле при одновременном увеличении диаметра запорного конуса иглы с 2,6 до 3,0 мм. Это позволило уменьшить ход иглы распылителей с 0,28—0,36 до 0,22—0,27 мм без дросселирования потока в запорном конусе. Новые распылители имеют гораздо большую надежность в сравнении с серийными как в отношении закоксовывания проходных сечений, так и стабильности параметров. Их выпуск начал ЯЗТА с 1970 г.

Система охлаждения — жидкостная, с принудительной подачей охлаждающей жидкости.

Для повышения надежности действия системы привод вентилятора осуществляется без применения ремней — шестернями от рас-

пределительного вала. Для снижения динамических нагрузок в приводе применена упругая резиноармированная муфта. Создается также конструкция автоматической муфты отключения вентилятора.

В результате работ, проведенных заводом по совершенствованию дизельных двигателей, они получают все большее распространение. В настоящее время их применяют на 45 различных видах транспортных и стационарных машин и установок. Они нашли широкое применение и в тракторном машиностроении.

Форсировка двигателей за счет применения турбонаддува и повышения оборотов дает возможность значительно повысить их технические данные. В настоящее время газотурбинный наддув применяется на серийных двигателях ЯМЗ-238НБ, устанавливаемых на мощные тракторы К-700, и двигателях ЯМЗ-240Н, устанавливаемых на 40-тонные самосвалы БелАЗ-548.

Двенадцатицилиндровая модель семейства этих двигателей несколько отличается от широко унифицированных шести- и восьмицилиндровых моделей. Двигатель ЯМЗ-240, исходя из требований уменьшения габарита, имеет уменьшенное межцилиндровое расстояние за счет применения на коренных опорах подшипников качения. Конструкция подшипников определила туннельную схему блока.

Эта модель обеспечивает мощность 360 л. с. без наддува и 500—520 л. с. с наддувом. Эффективное использование мощности во многом зависит от конструктивного выполнения мотоотсеков автомобильными заводами. Осуществление забора воздуха вне подкапотного пространства, правильный выбор системы охлаждения, а также передаточного числа трансмиссии и шин значительно повышают эффективность автомобилей.

Заводом совместно с НАМИ проведены большие работы по доработке конструкции и совершенствованию турбоагрегатов: кроме обеспечения высокого к. п. д. и долговечности, были уменьшены размеры их колес. В настоящее время заданные показатели обеспечиваются агрегатами с наружными диаметрами турбинного и компрессорного колес 110 вместо 130 мм. Помимо снижения размеров и веса, уменьшение размеров колес улучшает приемистость двигателя и, следовательно, динамику автомобиля. Достигнута также высокая надежность ГТН за счет применения контактного уплотнения, применения сварки ротора трением, обработки подшипникового узла.

Осваивается производство восьмицилиндрового двигателя ЯМЗ-238Н с наддувом мощностью 300 л. с., применение которого потребовало ряд доработок в двигателе. Так, изменена конструкция головки цилиндров, в которую введены седла, установленные с зазором вместо натяга.

Опыт, полученный при создании конструкций семейства двигателей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 и ЯМЗ-240, был использован в дальнейшем при создании конструкции высокооборотных дизельных дви-

гателей с малыми весом и габаритами, предназначенных для вновь строящегося комплекса заводов грузовых автомобилей в Нижних Челнах на Каме. Их образцы, имеющие в восьмицилиндровом исполнении мощность 210 л. с., прошли ряд стендовых испытаний с наработкой отдельными образцами до 5000 ч, из которых большая часть времени приходится на режим надежности. Были проведены также их эксплуатационные испытания на автомобилях КамАЗ пробегом свыше 120 тыс. км.

Конструкция двигателей обеспечивает высокую жесткость блока, которая в соединении с тонкостенными вкладышами и коленчатым валом заодно с противовесами повышает надежность их работы.

Дальнейшее развитие получила также конструкция поршня: имеется только одно маслосъемное и два компрессионных кольца, укорочена юбка поршня, снижен его вес. Благодаря оригинальной конструкции уплотнения газового стыка алюминиевая головка блока соединяется с блоком через жесткую стальную прокладку.

Система охлаждения имеет автоматическую муфту отключения вентилятора, система смазки — клапан, разгружающий маслофильтры от излишнего потока масла. Система фильтрации воздуха двухступенчатая: первая ступень — решетка с эжекционным отсосом, вторая — с сухими элементами из бумаги.

В двигателе ЯМЗ-740 применен тот же рабочий процесс, что и в первом семействе двигателей ЯМЗ, однако он имеет ряд особенностей, связанных с высокими оборотами.

Элементы аппаратуры подобраны так, что обеспечивают менее продолжительный впрыск. Экспериментально подобраны камера сгорания, впускные каналы, фазы газораспределения. Получены также положительные результаты при проверке возможности работы двигателя на бензине.

Работы по совершенствованию и созданию новых современных двигателей показывают, что эффективные результаты можно получить только при хорошей экспериментальной базе, оснащенной современным оборудованием и приборами. Современное состояние дизелестроения показывает, что дальнейшее его совершенствование может быть получено только на базе глубоких научных исследований, требующих времени, оборудования, приборов и кадров. Поэтому необходимо расширять и совершенствовать экспериментальные базы, сосредоточить усилия имеющихся в отрасли кадров и возможности организаций, ведущих исследования, на совместном решении поставленных задач.

РАСЧЕТ ОСРЕДНЕННОГО ОСЕСИММЕТРИЧНОГО ТЕЧЕНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА (С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПОЛУФИКСИРОВАННОЙ СЕТКИ)

Введение

Для решения целого ряда вопросов, возникающих в процессе проектирования гидротрансформатора, необходимо уметь определять параметры осредненного осесимметричного потока. Знание этих параметров необходимо, например, при выборе круга циркуляции гидротрансформатора и формы межлопаточных каналов лопастных колес, при расчете осевых сил, а также при решении ряда других важных вопросов.

Современный метод расчета осредненного осесимметричного течения в турбомашинах рассмотрен в работах [4—7].

В отличие от таких лопаточных машин, как компрессоры, насосы и турбины, гидротрансформатор представляет собой машину с замкнутой лопастной системой, образующей круг циркуляции для рабочей жидкости. Указанное обстоятельство предопределяет и специфику расчета осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе [8].

Настоящая работа представляет собой дальнейшее развитие метода расчета осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе, который ранее был освещен в работах [1; 3; 8]. Приведенное в ней решение прямой задачи осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе строится в отличие от работ [1; 3; 8] в полуфиксированной сетке, применение которой, как известно [4; 6], облегчает возможность использования при расчетах ЭВМ.

Кроме того, переход от нефиксированной сетки к полуфиксированной является желательным при расчете осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторах, содержащих лопастные колеса, выходные кромки которых не совпадают с ортогоналями к линиям тока.

Материал данной работы позволяет также проследить за выводом уравнений, описывающих осредненное осесимметричное течение в проточной части гидротрансформатора, исходя из общих законов гидродинамики, что может представлять определенную методическую ценность.

Постановка задачи и метод решения

Расчет осредненного осесимметричного потока рассматривается на примере одноступенчатого гидротрансформатора с центростремительной турбиной (фиг. 1,а), насосное 1 и турбинное 2 колеса которого вращаются с постоянными угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , а колеса реактора 3 и 4 неподвижны.

Предполагается, что в проточной части гидротрансформатора имеет место установившееся вихревое осесимметричное течение идеальной несжимаемой жидкости. При выводе основных зависимостей принципиально учтем также гидравлические потери.

Однако при расчете, вследствие отсутствия достаточного количества данных по распределению потерь, в межколесных зазорах последние учитывать не будем, а в лопаточных аппаратах колес примем потери постоянными по высоте канала.

На фиг. 1 приведены основные обозначения и принятая система координат.

Согласно гипотезе осевой симметрии предполагается, что лопаточные аппараты колес гидротрансформатора имеют бесконечно большое число тонких лопаток. С введением этого предположения реальный пространственный поток осредняется вдоль окружной координаты и его параметры принимаются постоянными вдоль оси u .

Кроме этого, считается, что на поток наложены равномерно расположенные по окружности поля:

1) массовых сил F , эквивалентных силам, действующим со стороны лопаток;

2) коэффициентов стеснения $\varphi = 1 - \frac{\delta}{t}$, где δ — толщина лопасти в окружном направлении, t — шаг решетки и

3) углов средней межлопаточной поверхности тока $KLMN$ (фиг. 1,б) или средней геометрической поверхности лопасти, которая для рабочих колес гидротрансформатора, имеющих, как правило, значительное число лопастей, совпадает с поверхностью $KLMN$ с достаточной для практики точностью.

Учитывая, что в реальных условиях через проточную часть гидротрансформатора движется вязкая жидкость и, следовательно, имеются гидравлические потери, введем в рассмотрение, так же как и в работах [4—6], силу сопротивления F_c , направленную противоположно вектору относительной скорости w .

Тогда с учетом сделанных предположений осесимметричное вихревое движение идеальной несжимаемой жидкости в рабочем ко-

лесе гидротрансформатора будет описываться следующей системой уравнений:

— уравнение движения в форме Эйлера

$$\frac{d\bar{c}}{dt} + \frac{1}{\rho} \text{grad} p = \bar{F} - F_c \frac{\bar{\omega}}{\omega}; \quad (1)$$

— уравнение неразрывности

$$\text{div}(\varphi \bar{c}) = 0. \quad (2)$$

Движение жидкости в полости, свободной от лопастей, будет описываться соответственно следующими уравнениями:

$$\frac{d\bar{c}}{dt} + \frac{1}{\rho} \text{grad} p = 0; \quad (3)$$

$$\text{div}(\bar{c}) = 0. \quad (4)$$

В формулах (1) — (4) приняты следующие обозначения: \bar{c} — вектор абсолютной скорости; $\bar{\omega}$ — вектор относительной скорости; ρ — плотность; p — давление; t — время; F_c — приложенная к единице массы жидкости упомянутая сила сопротивления, для определения которой воспользуемся следующей очевидной зависимостью:

$$F_c ds_{\omega} = \frac{\gamma}{\rho} dh_{\pi}.$$

Отсюда

$$F_c = \frac{g}{\omega} \cdot \frac{dh_{\pi}}{dt}, \quad (5)$$

где dh_{π} — потеря напора на элементарном участке пути движения жидкости ds_{ω} ;

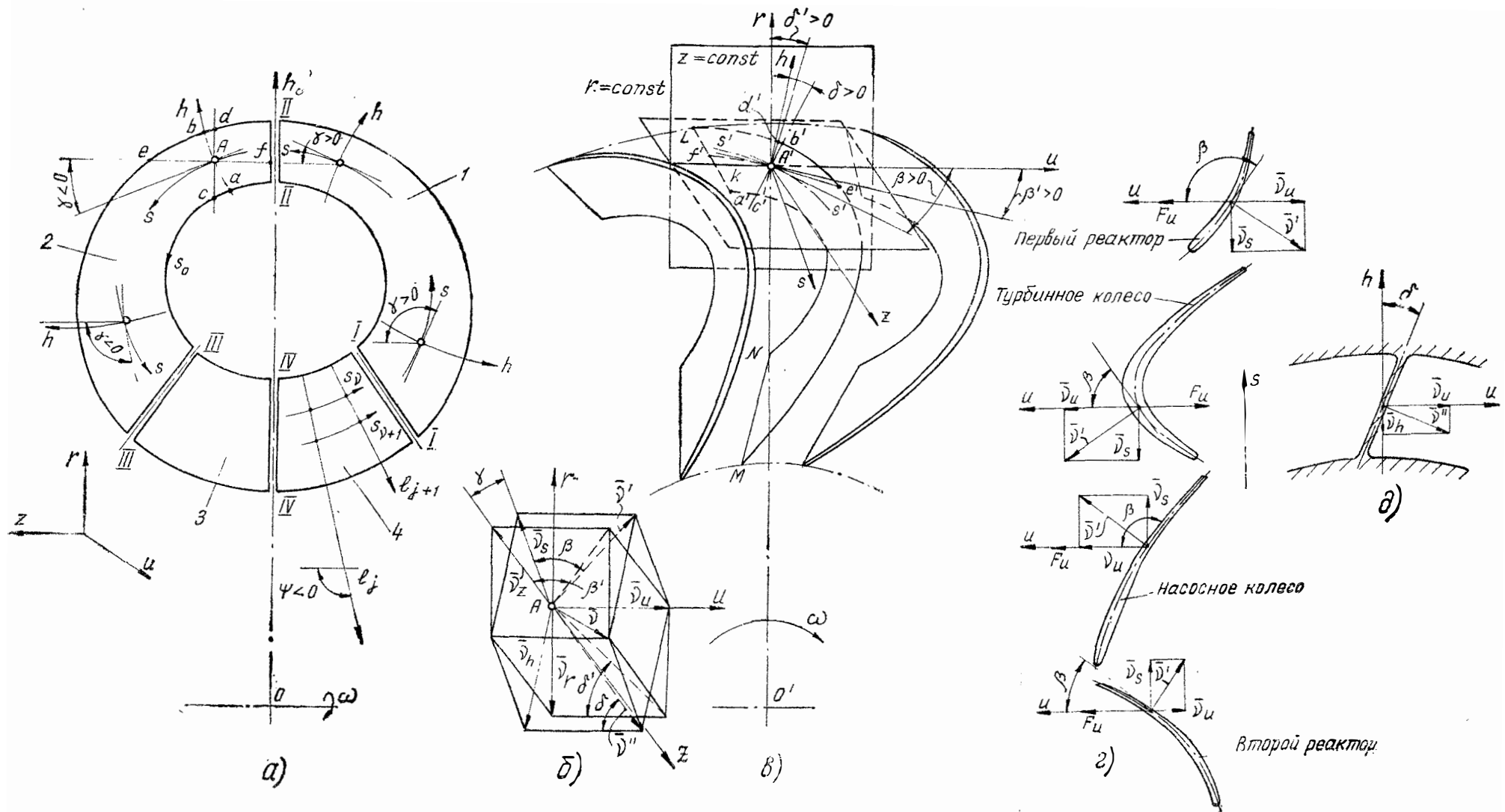
γ — объемный вес жидкости;

$\omega = \frac{ds_{\omega}}{dt}$ — относительная скорость.

Определим проекции уравнения (1) на оси левой криволинейной естественной системы координат h, θ, s (где s — линии тока в меридиональной плоскости; h — ортогональные к ним линии; θ — угол между направлением радиуса вращения r и вертикальной осью гидротрансформатора, измеряемый в плоскости, перпендикулярной оси вращения z).

Отложив по осям координат h, θ, s три единичных вектора $\bar{i}_1, \bar{i}_2, \bar{i}_3$, можно вектор абсолютной скорости представить в следующей форме:

$$\bar{c} = c_h \bar{i}_1 + c_u \bar{i}_2 + c_m \bar{i}_3.$$



Фиг. 1. Основные соотношения между геометрическими параметрами проточной части гидротрансформатора:

\bullet — круг циркуляции и принятая система координат; b — разложение вектора \bar{v} на оси систем координат r, θ, z и h, v, s ; v — принятая система отсчета углов β и δ ; z — разветки лопаток рабочих колес; δ — разрез лопатки поверхностью вращения, образующей которой является ортогональ h ; 1 — насосное колесо; 2 — турбинное колесо; 3 — колесо первого реактора; 4 — колесо второго реактора

Так как направление оси s совпадает с направлением линий тока, то $c_h = 0$, и окончательно имеем:

$$\bar{c} = c_u \bar{i}_2 + c_m \bar{i}_3.$$

Дифференцируя по времени вектор абсолютной скорости, получим:

$$\frac{d\bar{c}}{dt} = \dot{c}_u \bar{i}_2 + \dot{c}_m \bar{i}_3 + c_u \frac{d\bar{i}_2}{dt} + c_m \frac{d\bar{i}_3}{dt}. \quad (6)$$

Выражения для \dot{c}_u и \dot{c}_m будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \dot{c}_u &= \frac{\partial c_u}{\partial t} + \frac{\partial c_u}{\partial h} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{\partial c_u}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\partial c_u}{\partial s} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{\partial c_u}{\partial s} c_m; \\ \dot{c}_m &= \frac{\partial c_m}{\partial t} + \frac{\partial c_m}{\partial h} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{\partial c_m}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\partial c_m}{\partial s} \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{\partial c_m}{\partial s} c_m. \end{aligned} \right\} (7)$$

Для получения величин векторных производных $\frac{d\bar{i}_2}{dt}$ и $\frac{d\bar{i}_3}{dt}$ оси принятой естественной системы координат в меридиональной плоскости h и s совместим с двумя фиксированными направлениями h_0 и s_0 (см. фиг. 1).

Тогда величины этих производных в системе координат h_0, θ, s_0 будут иметь следующий вид:

$$\frac{d\bar{i}_2}{dt} = \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial t} + \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial h_0} \cdot \frac{dh_0}{dt} + \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial s_0} \cdot \frac{ds_0}{dt} = \frac{c_u}{r} \cdot \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{i}_2}{\partial s_0} \cdot \frac{ds_0}{dt};$$

$$\frac{d\bar{i}_3}{dt} = \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial t} + \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial h_0} \cdot \frac{dh_0}{dt} + \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial \theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} + \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial s_0} \cdot \frac{ds_0}{dt} = \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{i}_3}{\partial s_0} \cdot \frac{ds_0}{dt}.$$

Согласно работе [2] имеем:

$$\frac{\partial \bar{i}_2}{\partial \theta} = -\frac{1}{H_s} \cdot \frac{\partial H_\theta}{\partial s_0} \bar{i}_3 - \frac{1}{H_h} \cdot \frac{\partial H_\theta}{\partial h_0} \bar{i}_1;$$

$$\frac{\partial \bar{i}_2}{\partial s_0} = \frac{1}{H_\theta} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial \theta} \bar{i}_3 = 0;$$

$$\frac{\partial \bar{i}_3}{\partial \theta} = \frac{1}{H_s} \cdot \frac{\partial H_\theta}{\partial s_0} \bar{i}_2;$$

$$\frac{\partial \bar{i}_3}{\partial s_0} = -\frac{1}{H_h} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial h_0} \bar{i}_1 - \frac{1}{H_\theta} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial \theta} \bar{i}_2 = -\frac{1}{H_h} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial h_0} \bar{i}_1,$$

где H_h, H_θ и H_s — коэффициенты Ламэ системы координат h_0, θ, s_0 .

Тогда окончательно выражения для производных $\frac{d\bar{i}_2}{dt}$ и $\frac{d\bar{i}_3}{dt}$ примут следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{i}_2}{dt} &= -\frac{c_u}{r} \left(\frac{1}{H_s} \cdot \frac{\partial H_\theta}{\partial s_0} \bar{i}_3 + \frac{1}{H_h} \cdot \frac{\partial H_\theta}{\partial h_0} \bar{i}_1 \right); \\ \frac{d\bar{i}_3}{dt} &= \frac{c_u}{r} \cdot \frac{\partial H_\theta}{H_s \partial s_0} \bar{i}_2 - \frac{ds_0}{dt} \cdot \frac{\partial H_s}{H_h \partial h_0} \bar{i}_1. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Коэффициенты Ламэ, входящие в уравнение (8), могут быть определены с помощью известных геометрических соотношений, характерных для рассматриваемой системы координат.

К указанным соотношениям прежде всего относятся выражения длин дуг координатных линий:

$$dh = H_h dh_0; \quad du = H_\theta d\theta; \quad ds = H_s ds_0, \quad (9)$$

из которых следует:

$$H_h = \frac{dh}{dh_0}; \quad H_\theta = \frac{du}{d\theta} = r; \quad H_s = \frac{ds}{ds_0},$$

а также выражения, определяющие геодезические кривизны координатных линий s и h [4]. В принятой (левой) системе координат эти выражения будут иметь следующий вид:

$$K_h = -\frac{1}{H_h H_s} \cdot \frac{\partial H_h}{\partial s_0}; \quad K_s = \frac{1}{H_h H_s} \cdot \frac{\partial H_s}{\partial h_0}. \quad (9,1)$$

С другой стороны, кривизны K_h и K_s (в принятой системе координат) могут быть определены по следующим формулам:

$$K_h = \frac{1}{r_h} = \frac{\partial \gamma}{\partial h}; \quad K_s = \frac{1}{r_m} = -\frac{\partial \gamma}{\partial s}, \quad (10)$$

где r_m и r_h — радиусы кривизны координатных линий s и h .

Принимая во внимание соотношения (9) и (10), после некоторых преобразований получим следующее выражение для $\frac{d\bar{c}}{dt}$:

$$\frac{d\bar{c}}{dt} = -\left(\frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial h} - c_m^2 \frac{\partial \gamma}{\partial s} \right) \bar{i}_1 + \frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} \bar{i}_2 + \left(c_m \frac{\partial c_m}{\partial s} - \frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial s} \right) \bar{i}_3. \quad (11)$$

Найдем также проекции силы сопротивления \bar{F}_c на оси естественной системы координат:

$$\bar{F}_c = g \frac{c_m^2 \text{ctg} \beta}{w^2} \cdot \frac{\partial h_n}{\partial s} \bar{i}_2 + g \frac{c_m^2}{w^2} \cdot \frac{\partial h_n}{\partial s} \bar{i}_3 \quad (12)$$

и выразим уравнение неразрывности (2) через координаты h , θ , s :

$$\text{div}(\varphi \bar{c}) = \frac{1}{H_h H_\theta} \cdot \frac{\partial(\varphi c_m H_h H_\theta)}{\partial s} = \frac{\partial(\varphi c_m)}{\partial s} + \frac{\varphi c_m}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial s} - \varphi c_m \frac{\partial \gamma}{\partial h} = 0. \quad (13)$$

С учетом приведенных выражений уравнения (1) и (2) осесимметричного вихревого потока жидкости в системе координат h, θ, s будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \text{а)} \quad & -c_m^2 \frac{\partial \gamma}{\partial s} + \frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial h} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} - F_h; \\ \text{б)} \quad & -\frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} = g \frac{c_m^2 \operatorname{ctg} \beta}{\omega^2} \cdot \frac{\partial h_n}{\partial s} - F_u \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \right); \\ \text{в)} \quad & \frac{c_u^2}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial s} - c_m \frac{\partial c_m}{\partial s} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{c_m^2}{\omega^2} \cdot \frac{\partial h_n}{\partial s} = F_s; \\ \text{г)} \quad & \frac{\partial(\varphi c_m)}{\partial s} + \frac{\varphi c_m}{r} \cdot \frac{\partial r}{\partial s} - \varphi c_m \frac{\partial \gamma}{\partial h} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Систему уравнений (14) необходимо дополнить следующими зависимостями:

$$\bar{\omega} \cdot \bar{\nu} = 0; \quad \bar{F} \times \bar{\nu} = 0, \quad (15)$$

где $\bar{\nu}$ — вектор единичной внешней нормали к средней геометрической поверхности лопасти.

В системе координат h, θ, s уравнения (15) будут иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} F_h = F_u \frac{\nu_h}{\nu_u}; \quad F_s = F_u \frac{\nu_s}{\nu_u}; \quad \omega_u = \frac{\nu_s}{\nu_u} c_m; \\ c_u = u - \omega_u = u - \frac{\nu_s}{\nu_u} c_m, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где ν_h, ν_u, ν_s — проекции единичного вектора $\bar{\nu}$ на оси системы координат h, θ, s .

Введем в рассмотрение углы наклона средней геометрической поверхности лопасти δ и β (см. фиг. 1):

$$\operatorname{ctg} \beta = -\frac{\nu_s}{\nu_u}; \quad \operatorname{tg} \delta = -\frac{\nu_h}{\nu_u},$$

тогда уравнения (16) могут быть представлены в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} F_h = -F_u \operatorname{tg} \delta; \\ F_s = -F_u \operatorname{ctg} \beta; \\ c_u = u + c_m \operatorname{ctg} \beta. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

В связи с тем, что углы δ и β зависят от формы меридиональных линий тока, которые могут меняться в процессе расчета, целесообразнее на практике пользоваться другими углами [6] (см. также фиг. 1):

$$\operatorname{ctg}\beta' = -\frac{v_z}{v_u}; \operatorname{tg}\delta' = -\frac{v_r}{v_u},$$

где v_r, v_u, v_z — проекции вектора \vec{v} на оси цилиндрической системы координат r, θ, z .

Учитывая, что между проекциями вектора \vec{v} на оси естественной h, θ, s и цилиндрической r, θ, z систем координат существует следующая взаимосвязь:

$$v_h = v_r \cos\gamma - v_z \sin\gamma, \quad \frac{dr}{dh} = \cos\gamma;$$

$$v_s = v_r \sin\gamma + v_z \cos\gamma, \quad \frac{dr}{ds} = \sin\gamma,$$

можно установить соотношения между углами δ, β и δ', β' [6]:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg}\delta &= \operatorname{tg}\delta' \cos\gamma - \operatorname{ctg}\beta' \sin\gamma; \\ \operatorname{ctg}\beta &= \operatorname{tg}\delta' \sin\gamma + \operatorname{ctg}\beta' \cos\gamma. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Анализ уравнений (14) показывает, что уравнение (14,б) эквивалентно уравнению (14,в).

Указанное обстоятельство может быть установлено, если принять во внимание, что производная уравнения энергии по направлению s для осредненного осесимметричного течения равна нулю, т. е.:

$$\frac{\partial E}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial s} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial s} - \omega \frac{\partial(c_u r)}{\partial s} + g \frac{\partial h_n}{\partial s} = 0,$$

где E — полная удельная энергия жидкости в относительном движении.

Таким образом, для семи неизвестных параметров: $c_m, c_u, p, F_h, F_u, F_s, \gamma$ имеем шесть независимых уравнений (14,а), (14,б), (14,г) и (17).

Задача будет иметь определенное решение в том случае, если в одном из поперечных сечений рассматриваемого пространства известны все параметры потока. Недостающее уравнение в этом случае может быть получено в результате дифференцирования по направлению ортогонали h уравнения энергии.

Запишем уравнение энергии в относительном движении через параметры потока в абсолютном движении:

$$E' = \frac{p'}{\rho} + \frac{c'^2}{2} - \omega c_u' r' = \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} - \omega c_u r + g h_n.$$

Тогда после дифференцирования по направлению ортогонали h это уравнение будет иметь следующий вид:

$$\frac{\partial h'}{\partial h} \cdot \frac{\partial E'}{\partial h'} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial h} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial h} - \omega \frac{\partial(c_u r)}{\partial h}. \quad (19)$$

В этих уравнениях штрихом обозначено поперечное сечение колеса, в котором известны все параметры потока, E' — полная удельная энергия потока в относительном движении для указанного поперечного сечения, h_n — суммарные гидравлические потери на участке от сечения с заданными параметрами до рассматриваемого сечения.

Используя уравнение неразрывности (13), определим величину $\frac{\partial h'}{\partial h}$:

$$\frac{\partial h'}{\partial h} = \frac{\varphi c_m r}{\varphi' c_m' r'} \quad (20)$$

С учетом соотношения (20) уравнение (19) примет следующий вид:

$$\frac{\varphi c_m r}{\varphi' c_m' r'} \cdot \frac{\partial E'}{\partial h'} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial h} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial h} - \omega \frac{\partial (c_u r)}{\partial h} \quad (21)$$

Итак, осредненное осесимметричное течение в решетке вращающегося колеса описывается системой уравнений (14), (17) и (21). Для неподвижных решеток аналогичные уравнения получаются в случае, если в уравнениях (17) и (21) принять $\omega = 0$. В полости свободной от лопастей, массовая сила $F = 0$, $\omega = 0$, $\varphi = 1, 0$ и $\frac{\partial h_n}{\partial s} = 0$.

С учетом сказанного система уравнений, описывающая течение в таких полостях, будет иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} \text{а)} \quad & -c_m^2 \frac{\partial \gamma}{\partial s} + \frac{c_u^2}{r} \cos \gamma = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h}; \\ \text{б)} \quad & -\frac{c_m}{r} \cdot \frac{\partial (c_u r)}{\partial s} = 0; \\ \text{в)} \quad & \frac{\partial c_m}{\partial s} + \frac{c_m}{r} \sin \gamma - c_m \frac{\partial \gamma}{\partial h} = 0; \\ \text{г)} \quad & \frac{c_m r}{c_m'' r''} \cdot \frac{\partial E''}{\partial h''} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial h} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial h} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial h}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Так же как и в уравнении (19), двумя штрихами здесь обозначено сечение полости, в котором известны параметры потока.

Полученные системы уравнений содержат столько же уравнений, сколько и неизвестных, однако они записаны в естественной системе координат (нефиксированная координатная сетка), которая заранее не известна и обычно определяется уже в процессе расчета. Поэтому на практике решение задачи ведется методом последовательных приближений. В исходном приближении, например, линии тока s в меридиональной плоскости и ортогонали h могут быть построены методом, описанным в работе [4].

В настоящей работе решение поставленной задачи строится в полуфиксированной сетке [6], использование которой позволяет реализовать следующие преимущества:

1) отпадает необходимость в построении для каждого приближения новых ортогоналей h ;

2) в некоторых случаях, когда выходная кромка существенно отличается от ортогонали, использование этой сетки позволяет упростить расчет.

Для образования полуфиксированной сетки вместо ортогоналей h проводим семейство прямых l (см. фиг. 1,а). Направление прямых l выбиралось следующим образом. Для полости внутри лопастных колес прямые l проводились нормально к стенке внутреннего тора, а в межколесных зазорах совпадали со средней линией зазоров. При этом каждая прямая семейства образует свой угол ψ с осью z , отсчет вдоль прямых l ведется от точки пересечения прямой со стенкой внутреннего тора.

Между производными по направлению l и по направлениям координатных линий s и h в общем случае существует следующая взаимосвязь [6]:

$$\frac{\partial}{\partial l} = \cos(\psi - \gamma) \frac{\partial}{\partial s} + \sin(\psi - \gamma) \frac{\partial}{\partial h}$$

или

$$\frac{\partial}{\partial h} = \frac{1}{\sin(\psi - \gamma)} \cdot \frac{\partial}{\partial l} - \operatorname{ctg}(\psi - \gamma) \frac{\partial}{\partial s}. \quad (23)$$

Учитывая соотношение (23), получим уравнения, описывающие движение жидкости в полости вращающегося колеса, при использовании новой системы координат:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} = & \frac{c_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{c_u^2}{r} \sin\psi - \sin(\psi - \gamma) \operatorname{tg}\delta \left[2c_m \omega \sin\gamma + \right. \\ & \left. + \frac{c_m^2}{r} \cdot \frac{\partial(r \operatorname{ctg}\beta)}{\partial s} + c_m \operatorname{ctg}\beta \frac{\partial c_m}{\partial s} + \frac{g \sin 2\beta}{2} \cdot \frac{\partial h_n}{\partial s} \right] - \\ & - \cos(\psi - \gamma) \left[c_m (1 - \operatorname{ctg}^2\beta) \frac{\partial c_m}{\partial s} - g \frac{\partial h_n}{\partial s} - \operatorname{ctg}\beta (2c_m \omega \sin\gamma + \right. \\ & \left. + \frac{c_m^2}{r} \cdot \frac{\partial(r \operatorname{ctg}\beta)}{\partial s} \right]; \quad (24) \end{aligned}$$

$$\frac{\varphi c_m r \sin(\psi - \gamma)}{\varphi' c_m' r' \sin(\psi - \gamma)'} \cdot \frac{\partial E'}{\partial l'} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial l} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial l} - \omega \frac{\partial(c_u r)}{\partial l}. \quad (25)$$

Аналогичные уравнения для неподвижных решеток могут быть получены, если в уравнениях (24) и (25) принять $\omega = 0$.

Для полостей, свободных от лопастей, эти уравнения будут иметь следующий вид:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} = \frac{c_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{c_u^2}{r} \sin\psi - \cos(\psi - \gamma) c_m \frac{\partial c_m}{\partial s}; \quad (26)$$

$$\frac{c_m r \sin(\psi - \gamma)}{c_m'' r'' \sin(\psi - \gamma)''} \cdot \frac{\partial E''}{\partial l''} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} + c_m \frac{\partial c_m}{\partial l} + c_u \frac{\partial c_u}{\partial l}. \quad (27)$$

При переходе из полости лопастного колеса в полость, свободную от лопастей, и наоборот необходимо производить склейку решения. Сечения склейки, например, для гидротрансформатора, схема которого показана на фиг. 1, будут совпадать с сечениями I—I, II—II, III—III и IV—IV. В указанных сечениях должны быть заданы поля углов $\beta_{\text{п}} = f(l)$ (где $\beta_{\text{п}}$ — угол выхода потока из решетки) и обеспечена непрерывность изменения углов наклона средней поверхности тока при переходе из лопастной зоны в безлопастную и наоборот.

В рассматриваемой постановке задачи (принято, что средняя межлопаточная поверхность тока совпадает со средней геометрической поверхностью лопасти) последнее условие практически соблюдается только на выходе из решеток, где углы выхода потока $\beta_{\text{п}}$ незначительно отличаются от геометрических углов лопасти, а сила \bar{F} , как правило, невелика. При входе в решетку чаще всего имеет место скачкообразное изменение углов, вследствие чего во входном сечении теоретически возможно появление осесимметричных поверхностей разрыва. Наличие указанных поверхностей может привести к некоторому искажению линий тока, главным образом на входном участке решетки. Однако если учесть, что все возмущения в реальном потоке убывают чрезвычайно быстро (как $e^{-\lambda}$) по мере удаления от места возмущения, то следует предположить, что протяженность этого участка вдоль лопасти не будет слишком велика.

Принимая во внимание сказанное, начальное расчетное сечение для решетки будем брать в первом приближении не ближе чем на расстоянии $\frac{1}{2} t_{\text{ср}}$ (где $t_{\text{ср}}$ — средняя величина шага в рассматриваемой решетке) от входного сечения и рассматривать его наравне с выходным сечением (совпадающим с сечением склейки) как граничное для данной лопастной зоны.

Каждое сечение склейки можно также рассматривать как принадлежащее одновременно двум лопастным колесам и межколесному зазору. В связи с этим в сечениях склейки параметры потока должны удовлетворять сразу как уравнению (25), так и уравнению (27). Следовательно, для каждого сечения склейки можем составить по два уравнения, имеющих следующий вид:

$$\frac{\sin(\psi - \gamma) \varphi c_m r}{\sin(\psi - \gamma)' \varphi' c_m' r'} \cdot \frac{\partial E'}{\partial l'} = \frac{\sin(\psi - \gamma)}{\sin(\psi - \gamma)''} \cdot \frac{c_m r}{c_m'' r''} \cdot \frac{\partial E''}{\partial l''} = \omega \frac{\partial(c_u r)}{\partial l}. \quad (28)$$

Уравнение (28), устанавливающее взаимосвязь между градиентами энергии $\frac{\partial E'}{\partial l'}$ и $\frac{\partial E''}{\partial l''}$, может быть использовано для определения указанных величин в том случае, если проточная часть машины (как в гидротрансформаторе) образует замкнутый круг цир-

куляции. Для таких машин из уравнений (28) может быть составлена, как и в работах [3, 8], система дифференциальных уравнений, содержащая столько же неизвестных, сколько имеется уравнений.

Расчет ведется методом последовательных приближений. В исходном приближении принимается, что поток во всей рабочей полости гидротрансформатора имеет равнораспределенный характер [6]. Исходя из этого условия, определяются линии тока s и меридиональные скорости c_m :

$$c_m = \frac{Q}{F},$$

где

Q — расход жидкости через гидротрансформатор, величина которого определяется на основе одномерной теории;

$F = 2\pi \int_0^l \varphi r \sin(\psi - \gamma) dl$ — площадь проходного сечения.

Во всех сечениях лопастных колес определяются также геометрические параметры и строятся графики $\beta = f(l)$; $\delta = f(l)$ и $\varphi = f(l)$, а для сечений склейки строятся зависимости $\beta_n = f(l)$. В исходном приближении, кроме того, принимается, что угол γ изменяется вдоль прямых l по линейному закону.

Все производные $\frac{\partial}{\partial s}$, входящие в уравнения (24) и (26), заменяются конечно-разностными соотношениями, записанными для каждого узла рассматриваемой прямой l . При этом вид указанных соотношений будет зависеть от того, принадлежат ли рассматриваемые узлы граничному сечению или они принадлежат сечениям, расположенным внутри зоны.

Для вычисления производных в узлах граничных сечений используем соответствующие односторонние конечно-разностные соотношения, а для узлов сечений внутри зон — центральные разности.

Учитывая, что шаг по линии тока s может быть неодинаковым, определение производных $\frac{\partial}{\partial s}$ произведем по формулам второго порядка точности [6]:

для узлов в j -м граничном сечении на v -й линии тока:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial s} \right|_{j,v} = \frac{f_{j,v} - f_{j-1,v}}{\Delta s_{j,v}} \left(1 + \frac{\Delta s_{j,v}}{\Delta s_{j,v} + \Delta s_{j-1,v}} \right) - \frac{(f_{j-1,v} - f_{j-2,v}) \Delta s_{j,v}}{(\Delta s_{j,v} + \Delta s_{j-1,v}) \Delta s_{j-1,v}}; \quad (29)$$

для узлов в j -м сечении внутри зоны на v -й линии тока:

$$\left. \frac{\partial f}{\partial s} \right|_{j,v} = \frac{f_{j+1,v} + (\tau_j^2 - 1)f_{j,v} - \tau_j^2 f_{j-1,v}}{\tau_j(1 + \tau_j)\Delta s_{j,v}}, \quad (29, 1)$$

где $\tau_j = \frac{\Delta s_{j+1,v}}{\Delta s_{j,v}}$; $\Delta s_{j,v} = s_{j,v} - s_{j-1,v}$ и т. д.

Задавшись, таким образом, исходными данными, по формулам (24), (26) определяем градиенты давлений $\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l}$.

Затем из уравнений (28), полученных для каждого межколесного зазора, составляется система дифференциальных уравнений, которая после некоторых преобразований будет иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \text{а) } & \omega_{12} \frac{\partial \omega_{12}}{\partial l_{12}} - \Delta_1 (c_{32}'' - \omega_1 r_{32}'' \cos \beta_{32n}'') \frac{\partial c_{32}''}{\partial l_{32}''} = \Delta_1 \left[\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{32}''}{\partial l_{32}''} - \right. \\
 & \left. - \omega_1 c_{32}'' \left(\cos \beta_{32n}'' \sin \psi_{32}'' + r_{32}'' \frac{\partial \cos \beta_{32n}''}{\partial l_{32}''} \right) \right] - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{12}}{\partial l_{12}} + \omega_1^2 r_{12} \sin \psi_{12}; \\
 \text{б) } & - \Delta_2 \left[\omega_{12} + \omega_1 r_{12} (1-i) \cos \beta_{12n} \right] \frac{\partial \omega_{12}}{\partial l_{12}} + \omega_{22} \frac{\partial \omega_{22}}{\partial l_{22}} = \Delta_2 \left[\frac{1}{\rho} \times \right. \\
 & \times \frac{\partial p_{12}}{\partial l_{12}} + \omega_1 (1-i) \omega_{12} \left(\cos \beta_{12n} \sin \psi_{12} + r_{12} \frac{\partial \cos \beta_{12n}}{\partial l_{12}} \right) + \\
 & \left. + (1-2i) \omega_1^2 r_{12} \sin \psi_{12} \right] - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{22}}{\partial l_{22}} + \omega_1^2 i^2 r_{22} \sin \psi_{22}; \\
 \text{в) } & - \Delta_3' (\omega_{22} + \omega_1 i r_{22} \cos \beta_{22n}) \frac{\partial \omega_{22}}{\partial l_{22}} + c_{32}' \frac{\partial c_{32}'}{\partial l_{32}'} = \Delta_3' \left[\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{22}}{\partial l_{22}} + \right. \\
 & \left. + \omega_1 i \omega_{22} \left(\cos \beta_{22n} \sin \psi_{22} + r_{22} \frac{\partial \cos \beta_{22n}}{\partial l_{22}} \right) + \omega_1^2 i^2 r_{22} \sin \psi_{22} \right] - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{32}'}{\partial l_{32}'}; \\
 \text{г) } & - \Delta_3'' c_{32}'' \frac{\partial c_{32}'}{\partial l_{32}'} + c_{32}'' \frac{\partial c_{32}''}{\partial l_{32}''} = \Delta_3'' \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{32}'}{\partial l_{32}'} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{32}''}{\partial l_{32}''},
 \end{aligned} \right\} (30)$$

где β_n — углы выхода потока из лопастных колес гидротрансформатора;

$\omega_{12} = \frac{c_{m12}}{\sin \beta_{12n}}$; $\omega_{22} = \frac{c_{m22}}{\sin \beta_{22n}}$ — относительные скорости потока в сечениях II—II и III—III;

$i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ — передаточное отношение;

$$\Delta_1 = \frac{c_{m12} r_{12} \sin(\psi - \gamma)_{12}}{c_{m32} r_{32} \sin(\psi - \gamma)_{32}}; \quad \Delta_2 = \frac{c_{m22} r_{22} \sin(\psi - \gamma)_{22}}{c_{m12} r_{12} \sin(\psi - \gamma)_{12}};$$

$$\Delta_3' = \frac{c_{m32} r_{32} \sin(\psi - \gamma)_{32}}{c_{m22} r_{22} \sin(\psi - \gamma)_{22}}; \quad \Delta_3'' = \frac{c_{m32} r_{32} \sin(\psi - \gamma)_{32}}{c_{m32} r_{32} \sin(\psi - \gamma)_{32}}.$$

Индексация, использованная в уравнениях (30) и дальнейших формулах в настоящей работе, совпадает с индексацией, принятой в работе [8].

Система уравнений (30) позволяет определить градиенты относительных скоростей по высоте межколесных зазоров в сечениях склейки, зная которые можно вычислить также и производные $\frac{\partial c_m}{\partial l}$ и $\frac{\partial c_u}{\partial l}$:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial c_m}{\partial l} &= \frac{\partial \omega}{\partial l} \sin \beta - \omega \operatorname{ctg} \beta \frac{\partial \cos \beta}{\partial l}; \\ \frac{\partial c_u}{\partial l} &= \omega \sin \beta + \cos \beta \frac{\partial \omega}{\partial l} + \omega \frac{\partial \cos \beta}{\partial l}. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

Определив по формулам (25) и (27) величины градиентов энергии в отдельных колесах и полостях гидротрансформатора, можно затем перейти к расчету параметров потока во всех остальных сечениях.

Решение системы уравнений (30) можно вести как аналитическим, так и графоаналитическим методом. Так как графоаналитический метод обладает большей наглядностью и простотой, рассмотрим его подробнее.

Прежде всего проведем некоторое упрощение указанной системы уравнений, оставив в ней только три уравнения:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}X_1 + a_{14}X_4 &= C_1; \\ a_{21}X_1 + a_{22}X_2 &= C_2; \\ a'_{32}X_2 + a_{44}X_4 &= C_4', \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

где X_1, X_2, X_4 — соответственно обозначают $\frac{\partial \omega_{12}}{\partial l_{12}}$; $\frac{\partial \omega_{22}}{\partial l_{22}}$; $\frac{\partial c''_{32}}{\partial l''_{32}}$; a_{11}, a_{22} и a_{44} — соответственно обозначают ω_{12} ; ω_{22} и c''_{32} ;

$$a_{14} = -\Delta_1 (c''_{32} - \omega_1 r''_{32} \cos \beta''_{32n});$$

$$a_{21} = -\Delta_2 [\omega_{12} + \omega_1 r_{12} (1 - i) \cos \beta_{12n}];$$

$$a'_{32} = -\Delta_3' \Delta_3'' (\omega_{22} + \omega_1 i r_{22} \cos \beta_{22n});$$

$$C_1 = \Delta_1 \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p''_{32}}{\partial l''_{32}} - \omega_1 G_3 c''_{32} \right) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{12}}{\partial l_{12}} + S_1;$$

$$C_2 = \Delta_2 \left[\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{12}}{\partial l_{12}} + \omega_1 (1 - i) \omega_{12} G_1 + (1 - 2i) S_1 \right] - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{22}}{\partial l_{22}} + S_2 i^2;$$

$$C_4' = \Delta_3' \Delta_3'' \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p_{22}}{\partial l_{22}} + \omega_1 i G_2 \omega_{22} + S_2 i^2 \right) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p''_{32}}{\partial l''_{32}},$$

причем

$$G_1 = \cos\beta_{12\pi} \sin\psi_{12} + r_{12} \frac{\partial \cos\beta_{12\pi}}{\partial l_{12}};$$

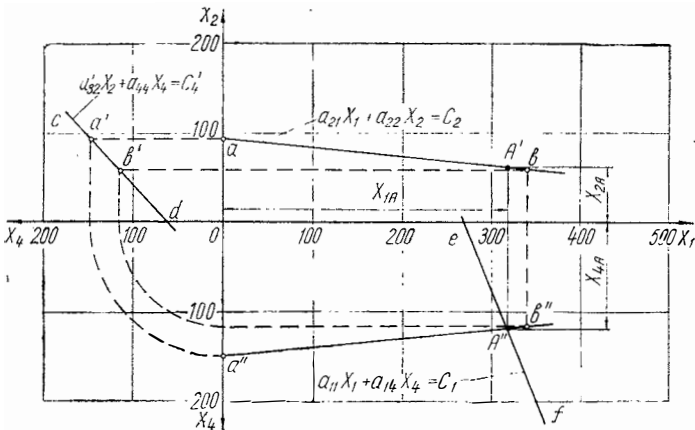
$$G_2 = \cos\beta_{22\pi} \sin\psi_{22} + r_{22} \frac{\partial \cos\beta_{22\pi}}{\partial l_{22}};$$

$$G_3 = \cos\beta_{32\pi}'' \sin\psi_{32}'' + r_{32}'' \frac{\partial \cos\beta_{32\pi}''}{\partial l_{32}''};$$

$$S_1 = \omega_1^2 r_{12} \sin\psi_{12};$$

$$S_2 = \omega_1^2 r_{22} \sin\psi_{22}.$$

Графическое решение системы уравнений (32) заключается в отыскании точки пересечения трех плоскостей, уравнениями которых является система (32). Как следует из уравнений (32), каждая из указанных плоскостей перпендикулярна одной из координатных плоскостей (X_1X_2 , X_2X_4 или X_4X_1) трехмерной ортогональной системы координат X_1, X_2, X_4 .



Фиг. 2. Графическое решение системы уравнений (32)

На фиг. 2 приведена пространственная система координат X_1, X_2, X_4 , развернутая на плоскость, где прямые ab, cd и ef представляют собой следы от пересечения плоскостей, уравнениями которых является система (32), с координатными плоскостями.

Найдем проекции линии пересечения плоскостей: $a_{21}X_1 + a_{22}X_2 = C_2$ и $a_{32}'X_2 + a_{44}X_4 = C_4'$. Проекция указанной линии на координатные плоскости X_1X_2 и X_2X_4 (отрезки ab и $a'b'$ на фиг. 2) будут совпадать со следами ab и cd , а проекция $a''b''$ на плоскость X_1X_4 может быть получена графическим построением, показанным на фиг. 2.

Точка A'' пересечения линий $a''b''$ и ef , очевидно, будет являться проекцией точки пересечения плоскостей, уравнениями которых является система (32), на координатную плоскость X_1X_4 . Координаты точки A — X_{1A} , X_{2A} , X_{4A} (см. фиг. 2) и будут являться решением системы уравнений (32).

Приведенное графическое решение системы уравнений (32) может оказаться особенно полезным при исследовании влияния на параметры течения отдельных геометрических размеров проточной части гидротрансформатора.

После определения производных $\frac{\partial c_m}{\partial l}$ в узлах исходного приближения можно перейти к определению в этих узлах новых значений скоростей c_m и давлений p .

С этой целью можно воспользоваться следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} c_m &= c_{ma} + \int_0^l \frac{\partial c_m}{\partial l} dl, \\ p &= p_{cp} + \int_{l_{cp}}^l \frac{\partial p}{\partial l} dl, \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

где c_{ma} — меридиональная скорость на линии тока, совпадающей со стенкой внутреннего тора;

p_{cp} — средняя величина давления в рассматриваемом сечении, определяемая по одномерной теории;

l_{cp} — координата средней линии тока по высоте рассматриваемого сечения.

Интегралы, входящие в формулы (33), определяются методами численного интегрирования, например по формуле трапеций. Скорость c_{ma} определяется при помощи уравнения неразрывности, записанного в интегральной форме:

$$Q = 2\pi \left[c_{ma} \int_0^l \varphi r \sin(\psi - \gamma) dl + \int_0^l \Delta c_m \varphi r \sin(\psi - \gamma) dl \right],$$

где

$$\Delta c_m = \int_0^l \frac{\partial c_m}{\partial l} dl.$$

Таким образом, для всей рабочей полости гидротрансформатора получаем новые значения скоростей c_m в старых узлах.

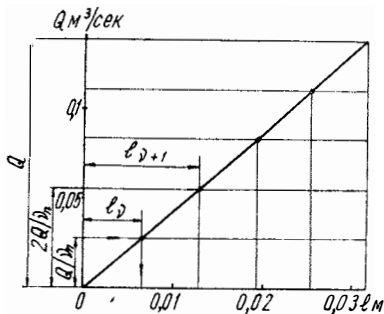
Следующей задачей расчета будет отыскание на прямых l новых узлов. Эту задачу удобно решать графическим методом, используя с этой целью график $Q=f(l)$ [6]. Так же как и в исходном приближении, новые узлы будут образовываться в точках пересечения прямых l с линиями тока, делящими весь расход на равные части.

Задаваясь на графике $Q=f(l)$ (фиг. 3) значениями расхода $\frac{Q}{v_n}$; $\frac{2Q}{v_n}$ и т. д. (где v_n — принятое общее число струек), находим для этих значений расходов соответствующие им координаты, т. е. находим новые узлы.

Определяем также значения скоростей c_m в новых узлах графически или по формуле

$$c_{m,v}^{(1)} = c_{m,v} + \frac{\partial c_m}{\partial l} \delta l_v,$$

где δl_v — смещение новых линий тока по отношению к старым.



Фиг. 3. Графический способ определения координат новых узлов

На этом заканчивается расчет первого приближения. Во втором приближении определение радиусов кривизны линий тока может быть выполнено более точно с учетом того, что в результате расчета исходного приближения уточнены координаты $l_v^{(1)}$ новых узлов.

Используя способ, приведенный в работе [6], первоначально определяем углы γ для всех новых узлов проточной части. При этом для узлов граничных сечений эти углы должны определяться по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma_{j,v} = \frac{r_{j,v} - r_{j-1,v}}{\Delta z_{j,v}} \left(1 + \frac{\delta_{j-1,v}}{\delta_{j-1,v} + 1} \right) - \frac{\delta_{j-1,v} (r_{j-1,v} - r_{j-2,v})}{\Delta z_{j-1,v} (\delta_{j-1,v} + 1)}, \quad (34)$$

а для узлов сечений, расположенных внутри зон, — по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma_{j,v} = \frac{r_{j+1,v} + (\delta_{j,v}^2 - 1) r_{j,v} - \delta_{j,v}^2 r_{j-1,v}}{\delta_{j,v} (\delta_{j,v} + 1) \Delta z_{j,v}}, \quad (35)$$

где $\delta_{j,v} = \frac{\Delta z_{j+1,v}}{\Delta z_{j,v}}$; $\Delta z_{j,v} = z_{j,v} - z_{j-1,v}$ и т. д.,

$$r_{k,v} = r_{k,a} + l_{k,v} \sin \psi; \quad z_{k,v} = z_{k,a} - l_{k,v} \cos \psi, \quad (k=j-2; j-1; j; j+1),$$

а индекс a относится к параметрам на внутреннем торе.

Затем для всех новых узлов по формулам (29) определяются кривизны $\frac{1}{r_m} = - \left(\frac{\partial \gamma}{\partial s} \right)_{i,j,v}$.

После окончания расчета во втором приближении начинается расчет следующего приближения, и так до тех пор, пока значения скоростей c_m и координат l , полученных при расчете предыдущего приближения, не совпадут с заданной точностью со значениями аналогичных параметров из последнего приближения.

Пример расчета

В качестве примера рассмотрим расчет параметров осредненного осесимметричного течения в гидротрансформаторе ЛГ-340-3А при работе его на режиме, соответствующем примерно безударному входу во все колеса. Геометрические параметры круга циркуляции этого гидротрансформатора (фиг. 4) приведены в работе [8].

Рассматриваемый режим работы гидротрансформатора определяется следующими данными:

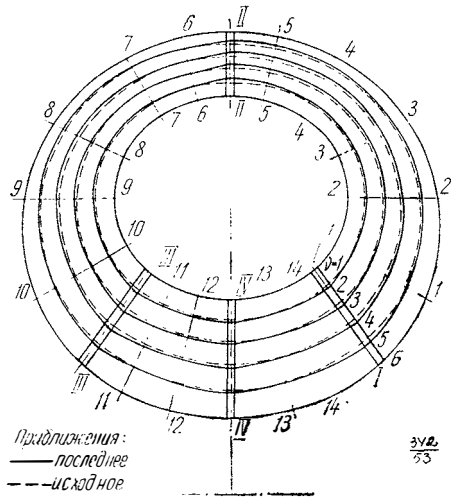
$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 0,4; \quad \omega_1 = 157 \text{ 1/сек } (n_1 = 1500 \text{ об/мин}).$$

Предварительным расчетом по средней струйке для указанного режима были определены следующие величины: $Q = 0,139 \text{ м}^3/\text{сек}$; $p_{12\text{ср}} - p_{32\text{ср}}'' = 1,63 \text{ кг/см}^2$; $p_{22\text{ср}} - p_{32\text{ср}}'' = 0,2 \text{ кг/см}^2$ и $p_{32\text{ср}}' - p_{32\text{ср}}'' = 0,53 \text{ кг/см}^2$. Кроме того, для сечений, расположенных внутри лопастных зон, определялись поля углов $\beta = f(l)$ и $\delta = f(l)$, а для сечений склейки были заданы поля углов $\beta_n f = (l)$. Решение строилось описанным выше способом.

После построения линий тока (пунктирные линии на фиг. 4) по приведенным выше формулам для узлов исходного приближения вычислялись все параметры потока. Полученные данные записывались в таблицы, образцы которых для сечения II—II приводятся (см. таблицу).

Так как потери напора в настоящем расчете учитывались весьма приближенным образом, то при расчете величины $\frac{\partial h_n}{\partial s}$ нет смысла пользоваться формулами второго порядка точности. В связи с этим при определении этой величины использовалась следующая приближенная зависимость:

$$\left. \frac{\partial h_n}{\partial s} \right|_{j, \nu} = \frac{h_{nq}}{s_{\nu, q}},$$



Фиг. 4. Линии тока осредненного осесимметричного течения в проточной части гидротрансформатора ЛГ-340-3А

где h_{nq} — суммарные потери напора для q -го колеса, определяемые на основе одномерной теории;

$S_{\nu, q}$ — длина ν -й линии тока для q -го колеса.

Для центральной части потока удовлетворительная сходимость (разница между параметрами потока, рассчитанными в двух последних приближениях, не превышает 5%) достигалась при расчете трех приближений.

Т а б л и ц а

Параметры и единица измерения	Исходное приближение		Последнее приближение		Упрощенный расчет	
	линии тока		линии тока		линии тока	
	3	4	3	4	3	4
l м	0,0075	0,0110	0,0086	0,0121	0,0075	0,0110
r м	0,1595	0,1630	0,1606	0,1641	0,1595	0,1630
$\beta_{п}$ град	127,2	128,3	127,2	128,3	127,2	128,3
γ град	0	0	4	3	0	0
r_m м	0,0480	0,0530	0,0500	0,0545	0,0480	0,0530
$\frac{\partial \cos \beta}{\partial l}$ 1 м	-5,40	-3,75	-5,40	-3,75	-5,40	-3,75
$\psi - \gamma$ град	90	90	86	87	90	90
c_m м/сек	8,00	8,00	7,45	8,20	7,25	7,95
c_u м/сек	19,00	19,30	19,55	19,32	19,60	19,40
w м/сек	10,00	10,20	9,36	10,40	9,05	10,10
$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l}$ м/сек ²	3810	3850	3935	3970	3860	3885
Δ_1	1,760	1,760	1,710	1,925	1,760	1,760
$\frac{\partial w}{\partial l}$ 1/сек	—	—	298	295	316	335
$\frac{\partial c_m}{\partial l}$ 1/сек	—	—	208,5	206,0	210,0	221,0

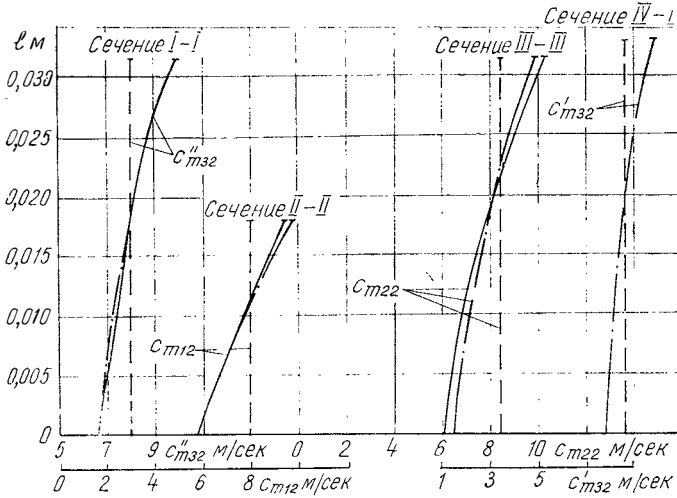
Линии тока, полученные в результате расчета последнего приближения, показаны на фиг. 4 сплошными линиями.

Из фиг. 4 видно, что наибольшая разница между линиями тока исходного и последнего приближения имеет место на выходе из насосного колеса (сечения 4—4; 5—5; II—II) и в средней части турбинного колеса (сечения 8—8 и 9—9). В указанных сечениях происходит значительное поджатие потока у стенок наружного тора и, наоборот, замедление его у стенок внутреннего тора. Такое перераспределение потока может привести к образованию местной диффузорности и даже к отрыву потока на линиях тока, прилегающих к стенкам внутреннего тора.

Одним из способов получения более равномерного распределения расхода по линиям тока, как показывает проведенный анализ,

может быть увеличение величины градиента давления $\frac{\partial p}{\partial l}$ в указанных сечениях. Как следует из уравнений (24) и (26), увеличение величины этого градиента, в частности, можно достичь уменьшением радиусов кривизны r_m стенок внутреннего и наружного торцов в районе рассматриваемого сечения, а также выбором соответствующего закона изменения углов β по высоте указанного сечения.

На фиг. 5 и 6 показаны рассчитанные для сечений склейки зависимости $c_m = f(l)$ и $p = f(l)$.



Фиг. 5. Изменение меридиональной скорости по высоте межколесных зазоров

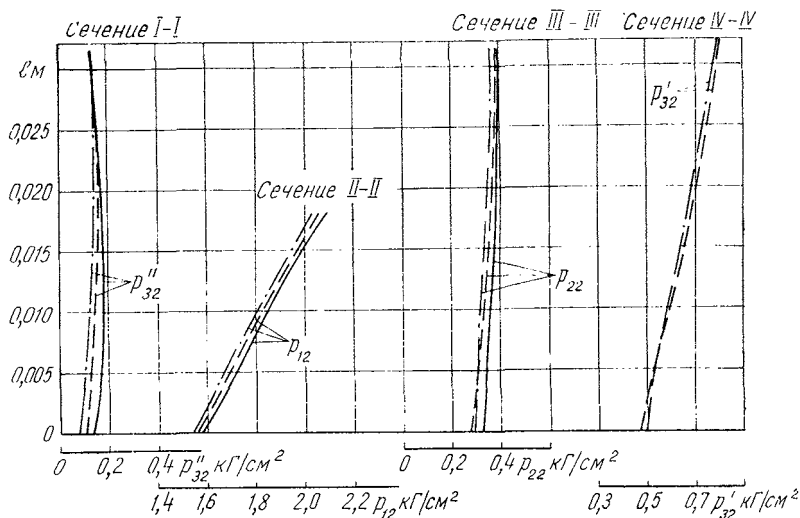
При расчете давлений в сечениях склейки первоначально по заданному давлению подпитки (в настоящем расчете принималось $p_{\text{под}} = 0$) и известному распределению давлений в полости между насосным колесом и вторым реактором определялось давление p''_{32b} в сечении I—I на линии тока около стенки наружного тора. Затем, используя формулу

$$p''_{32\text{cp}} = p''_{32b} - \int_{l_{\text{cp}}}^{l_b} \frac{\partial p}{\partial l} dl,$$

где l_b — координата l в сечении I—I линии тока, совпадающей с наружным тором, вычислялось давление $p''_{32\text{cp}}$ и описанным выше способом определялись поля давлений по всем сечениям склейки.

Как видно из фиг. 5 и 6, между параметрами потока, принятыми в исходном приближении и рассчитанными в последнем, имеется значительная разница.

С целью сравнения был произведен также упрощенный расчет, при котором параметры потока определялись только для сечений межколесных зазоров. Естественно, в этом случае конфигурация линий тока не уточнялась и зависимости $r_m=f(l)$ брались из исходного приближения.



Фиг. 6. Изменение давлений по высоте межколесных зазоров

На фиг. 5 и 6 штрих-пунктирными линиями показаны зависимости $c_m=f(l)$ и $p=f(l)$, полученные в результате упрощенного расчета потока в сечениях I—I, II—II и др.

Как видно, параметры потока, рассчитанные по упрощенной методике и методике, описанной в данной работе, достаточно хорошо совпадают между собой.

Последнее обстоятельство подтверждает возможность использования упрощенного метода расчета для определения параметров потока в межколесных зазорах рассмотренного типа гидротрансформатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грянко Л. П. Приближенный метод расчета скоростей в проточной части гидротрансформатора. «Энергомашиностроение», 1965, № 4.
2. Кочин Н. Е., Кибель Н. А., Розе Н. В. Теоретическая гидромеханика. М., Гостехиздат, 1950.
3. Прокофьев Ю. В. К расчету поля скоростей и давлений одноступенчатого гидротрансформатора. В сб.: «Труды ВИГМ», вып. XXVIII. М., 1961.

4. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М., Физматгиз, 1962.
 5. Сироткин Я. А. К постановке прямой задачи вихревого течения идеальной сжимаемой жидкости в турбомашинах. Инженерный журнал ОТН АН СССР, 1963, т. 2, вып. 2.
 6. Сироткин Я. А. Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашиннах. В сб.: «Известия АН СССР», ОТН, «Механика и машиностроение», 1963, № 3.
 7. Топаж Г. И., Этинберг И. Е. Уравнения осредненного движения жидкости в рабочем колесе гидромашинны. В сб.: «Труды ЦКТИ», вып. 61, «Котлотурбостроение». Л., 1965.
 8. Трусов С. М., Шерстюк А. Н. Расчет поля скоростей в гидротрансформаторе. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 40. М., 1961.
-

РАСЧЕТ ОСЕВЫХ СИЛ В КОМПЛЕКСНЫХ ГИДРОТРАНСФОРМАТОРАХ

При проектировании гидротрансформатора возникает необходимость в решении важной задачи по расчету осевых сил. В предлагаемой работе дается развитие и уточнение существующего расчетного метода определения осевых сил в гидротрансформаторах [3]. Особое внимание обращается на уточнение расчета давлений во внутренней полости гидротрансформатора комплексного типа. Приводится пример расчета и дается анализ расчетных и экспериментальных данных по осевым силам в комплексном гидротрансформаторе.

1. Расчетный метод определения осевых сил в комплексном гидротрансформаторе

Согласно современной теории гидродинамических передач осевая сила на лопастном колесе гидротрансформатора определяется поверхностными силами, которые с целью удобства расчета разделяют на силы, действующие на наружную поверхность колеса, A_n и силы, действующие на внутреннюю поверхность колеса, A_b (поверхности лопаток и проточной части).

С другой стороны, осевая сила A_{Σ} также может быть разделена на две части. При этом одна часть будет определяться гидродинамическими процессами внутри гидротрансформатора и распределением давлений в нем, другая часть будет определяться давлением питания p_{01} и величиной неуравновешенной площади. Таким образом, если сложить отдельные составляющие осевой силы, действующей на данное лопастное колесо гидротрансформатора, то получим следующее выражение:

$$A = A_0 + A_b + A_{н.д.}, \quad (1)$$

где $A_{н.д}$ — динамическая составляющая осевой силы, действующая на наружную поверхность лопастного колеса;

$A_0 = p_{01} F_0$ — осевая сила от «неуравновешенной» площади.

Сумма осевых сил $A_в$ и $A_{н.д}$ представляет собой динамическую составляющую осевой силы, которую, используя законы подобия и размерностей, можно представить следующим образом [4]:

$$A_d = A_в + A_{н.д} = \lambda_A \rho \omega_1^2 D_a^4, \quad (2)$$

где λ_A — безразмерный коэффициент осевой силы.

Необходимо отметить, что обозначения и индексация в настоящей работе аналогичны принятым в работах [6, 7].

Коэффициент осевой силы λ_A может быть представлен в виде следующей суммы:

$$\lambda_A = \lambda_{A.в} + \lambda_{A.н}, \quad (3)$$

где $\lambda_{A.в} = \frac{A_в}{\rho \omega_1^2 D_a^4}$ — безразмерный коэффициент осевой силы $A_в$;

$\lambda_{A.н} = \frac{A_{н.д}}{\rho \omega_1^2 D_a^4}$ — безразмерный коэффициент осевой силы $A_{н.д}$.

Определяя осевую силу $A_в$ как суммарную реакцию от поворота основного потока в меридиональной плоскости колеса, получим следующее выражение для вычисления безразмерного коэффициента этой силы в q -колесе гидротрансформатора:

$$\lambda_{A.вq} = - \frac{\pi}{D_a^4} \bar{c}_m^2 \bar{F}_{12} (f_{q2} \cos \gamma_{q2} - f_{(q-1)2} \cos \gamma_{q1}) = \frac{\pi}{D_a^4} \lambda_{вq}, \quad (4)$$

где $\bar{F}_{12} = \frac{F_{12}}{\pi r_{12}^2}$; $\bar{D}_a = \frac{D_a}{r_{12}}$;

$\bar{c}_m = \frac{c_m}{u_{12}}$ — коэффициент расхода;

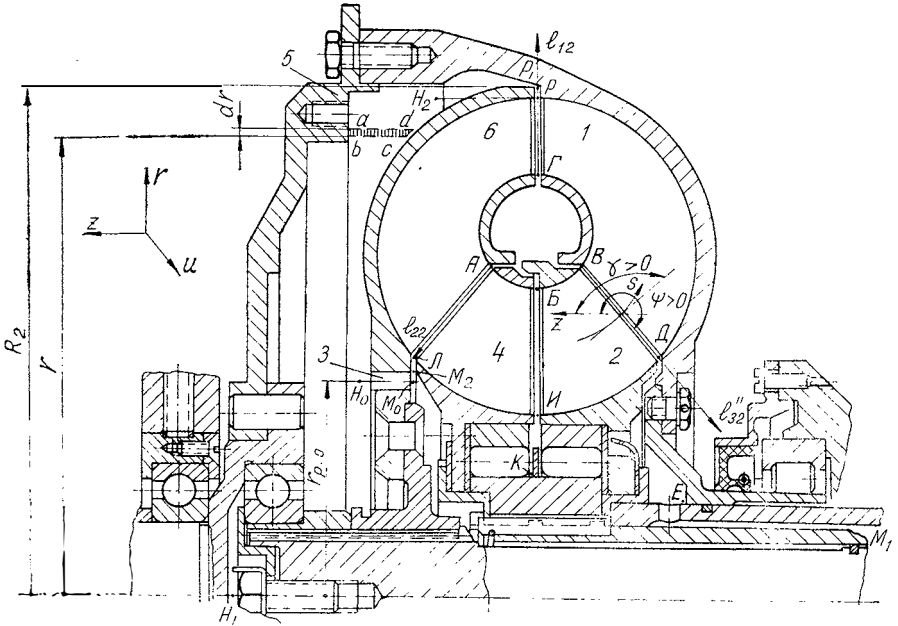
$f_{(q-1)2} = \frac{F_{12}}{F_{(q-1)2}}$; $f_{q2} = \frac{F_{12}}{F_{q2}}$ — коэффициенты площади проходного сечения на выходе соответственно из $(q-1)$ - и q -колес;

γ_{q1} , γ_{q2} — углы между касательными к средней линии тока в входном и выходном сечениях колеса и положительным направлением оси вращения z (фиг. 1).

Коэффициент осевой силы $\lambda_{A.н}$ можно рассматривать как сумму коэффициентов осевых сил, действующих на отдельные участки наружной поверхности лопастных колес. При вычислении коэффициентов осевых сил $\lambda_{A.н}$, очевидно, должно приниматься во внимание только динамическое приращение давления $p_d = p_A - p_{A01}$ (p_A — абсолютная величина давления), так как влияние давления подпитки на величину осевой силы полностью учитывается силой A_0 . Однако расчет коэффициентов $\lambda_{A.н}$ удобнее вести не для дав-

ления p_d , а для некоторого условного динамического приращения давления $p = p_A - p''_{A32}$ (p''_{A32} — абсолютная величина осредненного давления в зазоре между насосным колесом и колесом II реактора), которое в дальнейшем для краткости будем называть просто давлением. Указанная замена равносильна тому, что реальное динамическое приращение давления в гидротрансформаторе p_d уменьшается на величину

$$p''_{д32} = p''_{A32} - p_{A01}.$$



Фиг. 1. Конструктивная схема комплексных гидротрансформаторов: 1 — насосное колесо; 2 — колесо II реактора; 3 — разгрузочные отверстия в ступице турбинного колеса; 4 — колесо I реактора; 5 — крышка насосного колеса; 6 — турбинное колесо

С учетом сказанного при расчете коэффициентов $\lambda_{A,n}$ необходимо пользоваться следующей формулой:

$$\lambda_{A,n} = \frac{\pi}{D_a^4} (\sum \lambda_n + \bar{p}''_{д32} \bar{F}_0), \quad (5)$$

где $\sum \lambda_n$ — сумма коэффициентов осевых сил, действующих на отдельные участки наружной поверхности лопастных колес гидротрансформатора;

$\bar{p}''_{д32} = \frac{p''_{д32}}{\rho u_{12}^2}$ — безразмерная величина динамического приращения давления на средней струйке в зазоре между насосным колесом и колесом II реактора;

$\bar{F}_0 = \frac{F_0}{\pi r_{12}^2}$ — безразмерная «неуравновешенная» площадь для рассматриваемого лопастного колеса.

Обозначая отдельные участки наружной поверхности лопастных колес в соответствии с фиг. 1, где изображена типичная конструкция четырехколесного комплексного гидротрансформатора, определим входящую в формулу (5) сумму $\sum \lambda_n$, например, для насосного колеса:

$$\sum \lambda_{n1} = \lambda_{PH} - \lambda_{PG} - \lambda_{GB} - \lambda_{BD} - \lambda_{DE}, \quad (6)$$

где λ_{PH} , λ_{PG} и т. д. — коэффициенты осевых сил, действующих соответственно на участки наружной поверхности колеса PH_1 , PG и т. д. (см. фиг. 1).

Очевидно, аналогичные формулы для вычисления $\sum \lambda_n$ могут быть получены для каждого лопастного колеса гидротрансформатора (табл. 1). Коэффициенты осевых сил, входящие в формулу (6), берутся со знаком плюс, если соответствующая им осевая сила совпадает с положительным направлением оси z , и со знаком минус в случае обратного направления.

Осевые силы, действующие на поверхности BD , PG , AL , BI (см. фиг. 1), могут быть определены, если известна средняя величина давления в межколесном зазоре, которая примерно соответствует величине давления на средней струйке. Соответствующий этой силе безразмерный коэффициент осевой силы вычисляется по следующей формуле:

$$\lambda_m = \bar{p}_{cp} |\bar{r}_b^2 - \bar{r}_a^2|, \quad (7)$$

где $\bar{r}_a = \frac{r_a}{r_{12}}$; $\bar{r}_b = \frac{r_b}{r_{12}}$,

r_a и r_b — радиусы вращения, ограничивающие рассматриваемую поверхность соответственно около внутреннего и наружного торцов;

$\bar{p}_{cp} = \frac{p_{cp}}{\rho u_{12}^2}$ — безразмерные осредненные давления в межколесных зазорах гидротрансформатора, для определения которых можно пользоваться методикой, приведенной в работе [7].

Определение осевых сил, действующих на поверхности PH_1 , GB и др., представляет собой наиболее сложную часть расчета осевых сил и будет рассмотрена нами подробнее.

Составляя уравнение равновесия элемента объема жидкости в радиальном направлении, получим формулу, позволяющую определить распределение давлений в полостях между колесами гидротрансформатора:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{c_u^2}{r}, \quad (8)$$

где c_u — окружная скорость жидкости на радиусе r .

Последовательность расчета осевых сил в комплексных гидротрансформаторах

№ п/п	Операции	Примечания
1	$\Delta \bar{p}_{12b}$	Из фиг. 4
2	$A(x_{H_1})$, где $x_{H_1} = \frac{r_{H_1}}{r_{12b}}$	$A(x)$ из фиг. 2, в, протечки отсутствуют
3	$\lambda_{PH} = \bar{r}_{12b}^2 \left[(\bar{p}_{12} + \Delta \bar{p}_{12b}) (1 - x_{H_1}^2) - \frac{\bar{r}_{12b}^2 (1+i)^2}{2} A(x_{H_1}) \right]$	
2'	$A(x_{H_2}); A(x_{H_{01}})$, где $x_{H_2} = \frac{r_{12b}}{r_{H_0}}; x_{H_{01}} = \frac{r_{H_1}}{r_{H_0}}$	
3'	$\lambda_{PH} = \bar{r}_{H_0}^2 \left[\bar{p}_{H_0} (x_{H_2}^2 - x_{H_{01}}^2) - \frac{\bar{r}_{H_0}^2 (1+i)^2}{2} (A(x_{H_2}) + A(x_{H_{01}})) \right]$	Протечки направлены от центра
2''	$A(x_{H_0}); A(x_{H_{01}})$, где $x_{H_0} = \frac{r_{H_0}}{r_{12b}}; x_{H_{01}} = \frac{r_{H_1}}{r_{H_0}}$	Протечки направлены к центру
3''	$\lambda_{PH} = \bar{r}_{12b}^2 \left[(\bar{p}_{12b} \cdot \Delta h_{PH_2}) (1 - x_{H_0}^2) - \frac{\bar{r}_{12b}^2 (1+i)^2}{2} A(x_{H_0}) \right] +$ $+ \bar{r}_{H_0}^2 \left[\bar{p}_{H_0} (1 - x_{H_{01}}^2) - \frac{\bar{r}_{H_0}^2 (1+i)^2}{2} A(x_{H_{01}}) \right]$	
4	$\lambda_{PI} = \bar{p}_{12} (\bar{r}_{12b}^2 - r_{12a}^2)$	\bar{p}_{12} из фиг. 3
5	$\lambda_{PI} = \bar{c}_m^2 \bar{F}_{12} (f_{32}'' \cos \gamma_{11} - \cos \gamma_{12})$	\bar{c}_m из фиг. 3
6	$\Delta \bar{p}_{12a}$	Из фиг. 4
7	$A(x_B)$, где $x_B = \frac{r_{32a}''}{r_{12a}}$	Из фиг. 2, в
8	$\lambda_{PI} = \lambda_{PA} = \bar{r}_{12a}^2 \left[(\bar{p}_{12} + \Delta \bar{p}_{12a}) (1 - x_B^2) - \frac{\bar{r}_{12a}^2 (1+i)^2}{2} A(x_B) \right]$	
9	$\Delta \bar{p}_{32b}''$	Из фиг. 4
10	$A(x_E)$, где $x_E = \frac{r_E}{r_{32b}''}$	Из фиг. 2, в
11	$\lambda_{DE} = \bar{r}_{32b}''^2 \left[\Delta \bar{p}_{32b}'' (1 - x_E^2) - \frac{\bar{r}_{32b}''^2 (1+i_3'')^2}{2} A(x_E) \right]$	i_3'' из фиг. 3

№ п/п	Операции	Примечания
12	$\lambda_{2B} = \bar{c}_m^2 \bar{F}_{12} (\cos \gamma_{21} - f_{22} \cos \gamma_{22})$	
13	$\lambda_{AJ} = \bar{p}_{22} (\bar{r}_{22a}^2 - \bar{r}_{22b}^2)$	\bar{p}_{22} из фиг. 3
14	$\Delta \bar{p}_{22b}$	Из фиг. 4
15	$A(x_{M_1})$, где $x_{M_1} = \frac{r_{M_1}}{r_{22b}}$	Протечки отсутствуют
16	$\lambda_{JM} = \bar{r}_{22b}^2 \left[(\bar{p}_{22} + \Delta \bar{p}_{22b}) (1 - x_{M_1}^2) - \frac{\bar{r}_{22b}^2 (i + i_3')^2}{2} A(x_{M_1}) \right]$	
15'	$A(x_J); A(x_{M_{01}})$, где $x_J = \frac{r_{22b}}{r_{M_0}}$; $x_{M_{01}} = \frac{r_{M_1}}{r_{M_0}}$	Протечки направлены от центра
16'	$\lambda_{JM} = \bar{r}_{M_0}^2 \left[(\bar{p}_{H_0} - \Delta h_{H_0, M_{01}}) (x_J^2 - x_{M_{01}}^2) - \frac{\bar{r}_{M_0}^2 (i + i_3')^2}{2} (A(x_J) + A(x_{M_{01}})) \right]$	
15''	$A(x_{M_0}); A(x_{M_{01}})$, где $x_{M_0} = \frac{r_{M_0}}{r_{22b}}$; $x_{M_{01}} = \frac{r_{M_1}}{r_{M_0}}$	Протечки направлены к центру
16''	$\lambda_{JM} = \bar{r}_{22b}^2 \left[(\bar{p}_{22b} - \Delta h_{JM_2}) (1 - x_{M_0}^2) + \frac{\bar{r}_{22b}^2 (i + i_3')^2}{2} \times \right.$ $\left. \times A(x_{M_0}) \right] + \bar{r}_{M_0}^2 \left[(\bar{p}_{H_0} - \Delta h_{H_1, M_0}) (1 - x_{M_{01}}^2) + \frac{\bar{r}_{M_0}^2 (i + i_3')^2}{2} A(x_{M_{01}}) \right]$	
17	$\lambda_{BH} = \bar{p}'_{32} (\bar{r}'_{32a} - \bar{r}'_{32b})$	\bar{p}'_{32} из фиг. 3
18	$\Delta \bar{p}'_{32b}$	Из фиг. 4
19	$A(x_K)$, где $x_K = \frac{r_K}{r'_{32b}}$	Из фиг. 2, а
20	$\lambda_{HK} = \bar{r}'_{32b}^2 \left[(\bar{p}'_{32} + \Delta \bar{p}'_{32b}) (1 - x_K^2) - \frac{\bar{r}'_{32b}^2 (i_3' + i_3'')^2}{2} A(x_K) \right]$	

№ п п	Операции	Примечания
21	$\lambda'_{B3} = c_m^2 \bar{F}_{12} (f_{22} \cos \gamma'_{31} - f'_{32} \cos \gamma'_{32})$	
22	$\Delta \bar{p}'_{32a}$	Из фиг. 4
23	$\lambda_{AB} = \lambda_{BB} = (\bar{p}'_{32} + \Delta \bar{p}'_{32a}) (r_{22a}^2 - \bar{r}'_{32a}{}^2)$	
24	$\lambda''_{B3} = c_m^2 \bar{F}_{12} (f'_{32} \cos \gamma''_{31} - f''_{32} \cos \gamma''_{32})$	
25	$\bar{p}''_{A32} = \frac{r_{32b}''^2 (1 + i_3'')^2}{8} (1 - x_E^2) - \Delta \bar{p}''_{32b}$	
26	$\bar{p}''_{A32} \bar{F}_{01}$	
27	$\bar{p}''_{A32} \bar{F}_{02}$	
28	$\bar{p}''_{A32} \bar{F}'_{03}$	
29	$\bar{p}''_{A32} \bar{F}''_{03}$	
30	$\lambda_{A_1} = \frac{\pi}{D_a^4} (\lambda_{PH} - \lambda_{PI} - \lambda_{IV} - \lambda_{DE} + \lambda_{B1} + \bar{p}''_{A32} \bar{F}_{01})$	
31	$\lambda_{A_2} = \frac{\pi}{D_a^4} (\lambda_{PI} + \lambda_{IA} + \lambda_{AI} + \lambda_{IM} - \lambda_{PH} + \lambda_{B2} - \bar{p}''_{A32} \bar{F}_{02})$	
32	$\lambda'_{A_3} = \frac{\pi}{D_a^4} (\lambda_{AB} + \lambda_{BI} + \lambda_{IK} - \lambda_{AI} - \lambda_{IM} + \lambda'_{B3} - \bar{p}''_{A32} \bar{F}'_{03})$	
33	$\lambda''_{A_3} = \frac{\pi}{D_a^4} (\lambda_{DE} - \lambda_{BV} - \lambda_{BI} - \lambda_{IK} + \lambda''_{B3} - \bar{p}''_{A32} \bar{F}''_{03})$	

Интегрируя уравнение (8), определим ту часть давления в полости, которая обусловлена вращательным движением:

$$\frac{1}{\rho} (p - p_0) = \int_{r_0}^r \frac{c_u^2}{r} dr = \omega_1^2 (i_{np} + i_l)^2 \int_{r_0}^r k_u^2 r dr, \quad (9)$$

где p_0 — известная величина начального давления на радиусе r_0 ;

$i_{np} = \frac{\omega_{np}}{\omega_1}$; $i_l = \frac{\omega_l}{\omega_1}$, причем ω_{np} , ω_l — угловые скорости вращения соответственно правого и левого дисков, образующих рассматриваемую полость;

k_u — безразмерный коэффициент угловой скорости вращения жидкости в полости $\omega_{ж}$:

$$k_u = \frac{c_u}{r(\omega_{np} + \omega_l)} = \frac{\omega_{ж}}{i\omega_{np} + \omega_l}.$$

В безразмерной форме уравнение для определения давлений в полостях гидротрансформатора будет иметь следующий вид:

$$\bar{p} = \bar{p}_0 - \frac{\bar{r}_0^2 (i_{np} + i_l)^2}{2} P(x), \quad (10)$$

где $P(x) = -2 \int_1^x k_u^2 x dx$; $\bar{r}_0 = \frac{r_0}{r_{12}}$; $x = \frac{r}{r_0}$.

В качестве начального давления \bar{p}_0 при расчете естественно взять давление для радиуса полости, на котором она сообщается с одним из межколесных зазоров либо с соседней полостью (когда в боковой стенке имеются разгрузочные отверстия). В общем случае для определения давления \bar{p}_0 может быть использована следующая формула:

$$\bar{p}_0 = \bar{p}_e \pm \Delta h, \quad (11)$$

где \bar{p}_e — давление в межколесном зазоре (в зависимости от расположения полости \bar{p}_e может быть равно или давлению возле внутреннего тора \bar{p}_a , или давлению около наружного тора \bar{p}_b) либо в соседней полости перед входом в разгрузочные отверстия;

Δh — безразмерная величина потери напора из-за протечек жидкости в щели, соединяющей межколесный зазор с полостью (либо в разгрузочных отверстиях). Например, для полости PH_1 (см. фиг. 1) при определении давления $p_{н_2}$ (в точке H_2) необходимо учесть потерю напора на участке PH_2 .

Очевидно, знак перед Δh в формуле (11) будет зависеть от направления протечек: плюс, если протечки направлены из полости,

и минус, если в полость. В общем случае, при наличии протечек в полости, Δh вычисляется по следующей формуле:

$$\Delta h = \xi_i \frac{\beta_s^2}{2\bar{F}_i^2}, \quad (12)$$

где ξ_i — суммарный коэффициент сопротивления в рассматриваемой щели (или разгрузочных отверстиях), определяемый по данным работы [2];

$\beta_s = \frac{Q_s}{\omega_1 r_{12}^3}$ — безразмерная величина расхода протечек;

$\bar{F}_i = \frac{F_i}{r_{12}^2}$ — безразмерная площадь проходного сечения щели;

Q_s — расход протечек;

F_i — площадь проходного сечения щели.

Как показывает опыт расчета осевых сил в комплексных гидротрансформаторах, практическая необходимость в учете величины Δh возникает в основном при определении осевых сил на насосном и турбинном колесах, в случае когда в ступице одного из этих колес имеются разгрузочные отверстия.

В том случае, когда указанные отверстия отсутствуют, расчет осевых сил в комплексном гидротрансформаторе, как правило, можно проводить, принимая $\Delta h = 0$ для всех полостей гидротрансформатора.

Для определения давления \bar{p}_e необходимо знать распределение давлений в межколесных зазорах.

В настоящее время при определении давлений в межколесных зазорах принято использовать допущение об осесимметричном характере основного потока в гидротрансформаторе. В полном объеме расчет давлений в межколесных зазорах гидротрансформатора на основе указанного допущения показан в работе*.

Учитывая, что в комплексных гидротрансформаторах межколесные зазоры часто имеют весьма небольшую ширину, а направление средней линии зазора иногда не совпадает с ортогональю к линиям тока, в работе* было приведено уравнение равновесия элемента объема жидкости в направлении средней линии межколесного зазора:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} = \frac{c_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{c_u^2}{r} \sin\psi - \cos(\psi - \gamma) c_m \frac{dc_m}{ds}, \quad (13)$$

где ψ — угол между направлением средней линии зазора l и осью вращения z (см. фиг. 1);

r_m — радиус кривизны линий тока.

* См. статью настоящего сборника «Расчет осредненного осесимметричного течения в проточной части гидротрансформатора (с использованием полуфиксированной сетки)».

В тех случаях, когда средняя линия межколесного зазора незначительно отличается от ортогонали к линиям тока, как, например, в сечениях на выходе из насосного колеса и колеса I реактора, угол $\psi - \gamma = 90^\circ$ и уравнение (13) будет иметь более простой вид:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial l} = \frac{c_m^2}{r_m} + \frac{c_u^2}{r} \sin \psi. \quad (14)$$

Интегрируя уравнение (13) и переходя к безразмерным величинам, получим формулу, которая позволяет определить распределение давлений в межколесных зазорах в общем случае:

$$\bar{p} - \bar{p}_{\text{ср}} = \int_{i_{\text{ср}}}^i \left[\frac{\bar{c}_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{\bar{c}_u^2}{r} \sin \psi - \cos(\psi - \gamma) \bar{c}_m \frac{\partial \bar{c}_m}{\partial s} \right] l_q d\bar{l}, \quad (15)$$

где $\bar{l} = \frac{l}{l_q}$ — безразмерная координата по высоте зазора, отсчет которой производится от внутреннего тока;

$\bar{l}_{\text{ср}} = \frac{l_{\text{ср}}}{l_q} = \frac{r_a - r_{\text{ср}}}{r_a - r_b}$ — безразмерная координата средней линии тока по высоте рассматриваемого зазора;

$r_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{r_a^2 + r_b^2}{2}}$ — осредненный радиус вращения в рассматриваемом зазоре;

l_q — полная высота рассматриваемого зазора.

Определение зависимостей $\bar{c}_m = f(l)$; $c_u = f(l)$; $c_m = f(s)$, а также $r_m = f(l)$, необходимых для расчета давлений в межколесных зазорах, представляет собой специальную задачу, решение которой показано в [6] и работе*.

С целью упрощения расчета осевых сил при определении давлений в межколесных зазорах полем скоростей и зависимостями $r_m = f(l)$ принято задаваться. В работе [3], например, рекомендуется принимать скорости поперек потока постоянными и равными среднерасходным величинам (которые примерно соответствуют значениям скоростей на средней линии тока) для всех зазоров гидротрансформатора.

Исследование поля скоростей в межколесных зазорах комплексных гидротрансформаторов, проведенное как теоретическими, так и экспериментальными методами, позволило установить, что в зазоре между насосным и турбинным колесами на режимах с малыми i ($i \approx 0 \div 0,5$) поток, как правило, отличается от равнорасходного (носит антипотенциальный характер) [6].

Причем средняя величина градиента меридиональной скорости обычно находится в пределах $\bar{c}_m r = \frac{1}{\omega_1} \cdot \frac{\partial c_m}{\partial l} \approx 1 \div 2$, в то время как на режимах с большими i ($i > 0,7 \div 0,8$) структура потока в указан-

* То же, что на стр. 58.

ном зазоре, а также в зазорах за турбинным колесом и колесами реакторов (для всех i) приближается к равноскоростной. При определении поля окружных скоростей было в первом приближении принято, что угол отклонения потока по высоте зазора не изменяется и равняется $\Delta\beta = \Delta\beta_{cp}$ (где $\Delta\beta_{cp}$ — угол отклонения потока для средней линии тока на выходе из лопастного колеса). Ввиду отсутствия более точных данных при расчете давлений в межколесных зазорах будем также считать, что $\frac{\partial c_m}{\partial s} = 0$, а радиус кривизны линий тока r_m изменяется линейно от внутреннего тора к наружному.

Таким образом, с учетом принятых допущений для вычисления давлений возле внутреннего и наружного торов могут быть использованы следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} \bar{p}_a &= \bar{p}_{cp} - \int_0^{\bar{l}_{cp}} \left[\frac{\bar{c}_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{\bar{c}_u^2}{r} \sin\psi \right] l_q d\bar{l} = \bar{p}_{cp} + \Delta\bar{p}_a; \\ \bar{p}_b &= \bar{p}_{cp} + \int_{\bar{l}_{cp}}^1 \left[\frac{\bar{c}_m^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{\bar{c}_u^2}{r} \sin\psi \right] l_q d\bar{l} = \bar{p}_{cp} + \Delta\bar{p}_b, \end{aligned} \right\} (16)$$

где $\Delta\bar{p}_a$ и $\Delta\bar{p}_b$ — приращения давлений по сравнению со средней линией тока у стенок внутреннего и наружного торов.

Для вычисления интегралов, входящих в формулы (16), необходимо пользоваться численными методами.

В том случае, когда геометрические параметры проточной части известны, приращения давлений $\Delta\bar{p}_a$ и $\Delta\bar{p}_b$ могут быть представлены в виде функции параметра, характеризующего режим работы гидротрансформатора. Так, например, для сечения за насосным колесом таким параметром будет являться коэффициент расхода \bar{c}_m . После соответствующих подстановок общее выражение для определения приращений давлений в сечении за насосным колесом будет иметь следующий вид:

$$\Delta\bar{p}_{12} = l_q \int \left[\frac{(\bar{c}_m + e_1)^2}{r_m} \sin(\psi - \gamma) + \frac{[e_2 + (\bar{c}_m + e_1) \operatorname{ctg} \beta_{1211}]^2}{r} \sin\psi \right] d\bar{l} = f(\bar{c}_m), \quad (17)$$

$$\text{где} \quad e_1 = \bar{c}_m r \frac{l - l_{cp}}{r_{12}}; \quad e_2 = 1 + \frac{l - l_{cp}}{r_{12}} \sin\psi.$$

В сечениях за турбинным колесом и колесами реакторов приращения давления будут зависеть от двух параметров: скорости вращения соответствующего колеса ω_q (в безразмерных величинах $i_q = \frac{\omega_q}{\omega_1}$) и коэффициента расхода \bar{c}_m .

Вводя в рассмотрение новый параметр $\bar{u} = \frac{r_{q2}^i q}{c_m}$ (где $\bar{r}_{q2} = \frac{r_{q2}}{r_{12}}$ — безразмерный осредненный радиус на выходе из q -колеса), можем представить приращения давлений за турбинным колесом и колесами реакторов также в виде функции одного переменного:

$$\frac{\Delta p}{c_m^2} = l_q \int \left[\frac{f_{q2}^2 \sin(\psi - \gamma)}{r_m} + \frac{(\bar{u} + f_{q2} \operatorname{ctg} \beta_{q2n})^2 \sin \psi}{r} \right] d\bar{l} = f(\bar{u}), \quad (18)$$

где β_{q2n} — угол выхода потока из соответствующего колеса гидротрансформатора.

Далее необходимо определить функцию $P(x)$, входящую в формулу (10), и, следовательно, выяснить распределение окружных скоростей вдоль радиуса в отдельных полостях гидротрансформатора.

Задача определения поля окружных скоростей $c_u = f(r)$ в полости между двумя вращающимися с различными скоростями дисками в настоящее время изучена недостаточно. Значительно подробнее изучен частный случай такого движения, когда жидкость вращается между неподвижным корпусом и вращающимся диском [1, 5, 8, 9].

Используя основные выводы указанных работ, можно заключить, что в общем случае движение жидкости в полости между вращающимися колесами гидротрансформатора будет обусловлено следующими причинами:

- 1) трением о стенки колес;
- 2) конфигурацией и конструкцией полости;
- 3) величиной окружной составляющей скорости основного потока в межколесном зазоре, сообщаемая с рассматриваемой полостью;
- 4) наличием протечек через полость.

Существующее теоретическое определение зависимости $c_u = f(r)$ для случая движения жидкости в полости между вращающейся и неподвижной стенками [5] учитывает в основном трение о боковые стенки и наличие протечек через полость.

Используя метод работы [5], приведем приближенное решение поставленной задачи для полости между двумя вращающимися с различными скоростями дисками.

Вывод зависимости $c_u = f(r)$ рассмотрим на примере полости, расположенной между крышкой насосного колеса и наружной стенкой турбинного колеса.

В качестве исходной зависимости используем уравнение равновесия для элементарного кольцевого объема полости $abcd$ (см. фиг. 1), находящегося под действием сил трения и имеющего радиальную скорость [5].

Если принять окружные скорости постоянными по ширине полости и пренебречь силами трения на цилиндрических поверхностях

выделенного кольцевого объема, то указанное уравнение получит следующий вид:

$$M_{д1} - M_{д2} = \pm Q_s \frac{\gamma}{g} \Delta(c_u r), \quad (19)$$

где $M_{д1}$ — момент трения о крышку насосного колеса;
 $M_{д2}$ — момент трения о турбинное колесо;
 $\Delta(c_u r) = (c_u r)_{ад} - (c_u r)_{бс}$ — приращение момента окружной скорости, рассматриваемое в направлении положительного изменения радиуса r ;
 Q_s — расход радиальных протечек в полости.

Знак перед правой частью уравнения (19) зависит от направления потока Q_s . В случае, если поток протечек направлен от центра, в формуле (19) необходимо брать плюс, а в случае направления потока Q_s к центру — минус.

Уравнение (19) справедливо для случая, когда на крышке насосного колеса возникает тормозной момент трения, а на стенке турбинного колеса — ведущий. Область применимости указанного уравнения, очевидно, определяется следующим неравенством:

$$\omega_1 r > c_u > \omega_2 r$$

или, переходя к безразмерным параметрам:

$$\frac{1}{1+i} > k_u > \frac{i}{1+i}.$$

Так как нашей задачей является определение поля окружных скоростей для полости, образованной между двумя дисками, вращающимися в одну сторону с различными угловыми скоростями, то необходимо рассмотреть также и те случаи, когда на обоих дисках одновременно возникают или ведущие, или тормозные моменты. Тормозной момент трения на обеих стенках полости, например, возникает, если $\omega_1 r < c_u < \omega_2 r$. Указанный случай может иметь место при направлении расхода протечек Q_s от центра, когда скорость вращения жидкости в полости уменьшается [5]. Уравнение (19) при этом изменится и будет иметь следующий вид:

$$M_{д1} + M_{д2} = Q_s \frac{\gamma}{g} \Delta(c_u r). \quad (20)$$

Ведущий момент на обеих боковых стенках полости может возникнуть при направлении расхода протечек Q_s к центру, когда скорость вращения жидкости увеличится настолько, что будет справедливо неравенство $\omega_1 r < c_u > \omega_2 r$. Уравнение равновесия элементарного кольцевого объема в этом случае также может быть приведено к виду уравнения (20).

После подстановки в уравнения (19) и (20) значений моментов трения $M_{д1}$ и $M_{д2}$ [5]:

$$M_{д1} = 2\pi r^2 c_f \rho \frac{(\omega_1 r - c_u)^2}{2} \Delta r;$$

$$M_{д2} = 2\pi r^2 c_f \rho \frac{(c_u - \omega_2 r)^2}{2} \Delta r,$$

(где c_f — коэффициент трения), а также проведения некоторых преобразований уравнения (19), (20) в безразмерной формуле будут иметь следующий вид:

$$\frac{dk_u}{dx} = \pm (1 - i) \beta x^2 - 2k_u \left[\pm (1 - i) \beta x^2 + \frac{1}{x} \right]; \quad (21, a)$$

$$\frac{dk_u}{dx} = \frac{1 + i^2}{1 + i} \beta x^2 - 2k_u \left[(1 + i) \beta x^2 + \frac{1}{x} \right] + 2k_u^2 (1 + i) \beta x^2, \quad (21, б)$$

где $\beta = \pi c_f \frac{\omega_1 r_0^3}{Q_s}$; $x = \frac{r}{r_0}$ — безразмерные параметры;

r_0 — радиус полости, для которого известно начальное значение параметра $k_u = k_{u0}$.

Решение дифференциальных уравнений (21) позволяет определить распределение окружных скоростей в полости между крышкой насосного колеса и диском турбинного.

В частных случаях:

1) когда отсутствует расход протечек ($Q_s = 0$), из уравнения (21, а) следует $k_u = \frac{1}{2}$ или $c_u = \frac{1}{2} \omega_1 r (1 + i)$;

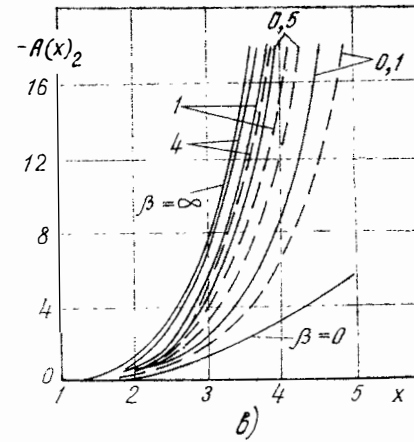
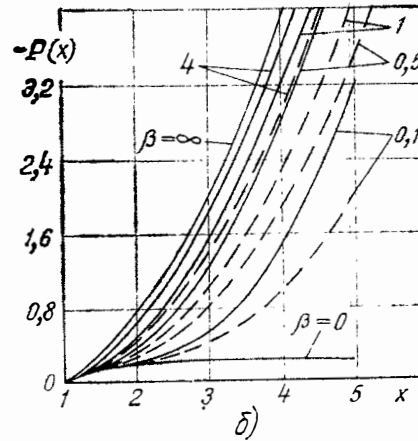
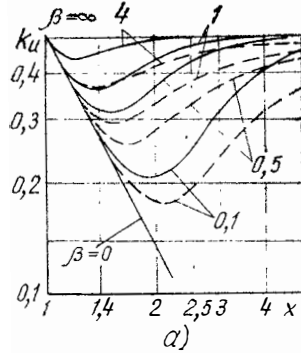
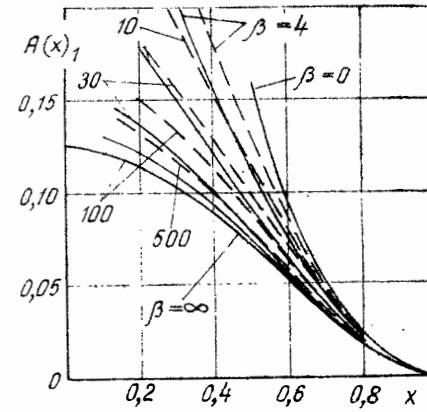
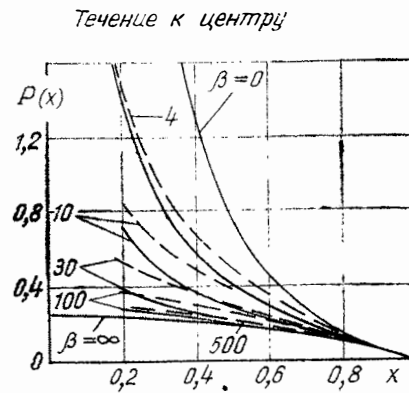
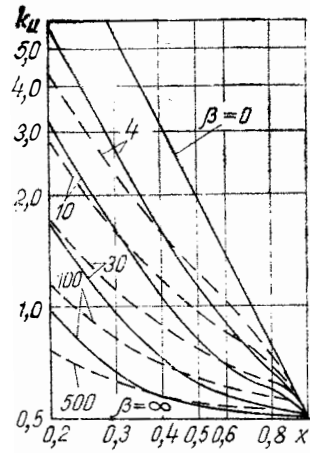
2) когда расход жидкости неограниченный ($Q_s \rightarrow \infty$), из уравнений (21) получим $k_u x^2 = \text{const}$ или $c_u r = \text{const}$, т. е. имеет место свободное движение жидкости по инерции.

Для промежуточных значений расхода Q_s уравнения (21) позволяют найти соответственно промежуточные значения коэффициента угловой скорости k_u .

Решение уравнений (21) в общем случае возможно только численными методами. На фиг. 2, а представлены зависимости $k_u = f(x)$, полученные в результате решения указанных уравнений для некоторых значений параметра β и скольжения s между дисками ($\beta = \pi c_f \frac{\omega_1 r_0^3}{Q_s}$; $s = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}$, где ω_1 и ω_2 — угловые скорости соответственно ведомого и ведущего дисков).

Приведенные на фиг. 2, а зависимости рассчитаны для случая, когда начальное значение безразмерной угловой скорости на радиусе r_0 равно $k_{u0} = \frac{1}{2}$.

Значения функций $P(x)$, вычисленные с использованием полученных зависимостей $k_u = f(x)$, приведены на фиг. 2, б.



Фиг. 2. Изменение параметра k_{μ} (а), функций $P(x)$ (б) и $A(x)$ (в) по радиусу полости между двумя дисками, вращающимися с разными скоростями: — $s=100\%$; - - - $s=30 \div 0\%$

Очевидно, в случае отсутствия протечек функция $P(x)$ будет равна:

$$P(x) = \frac{1}{4}(1 - x^2). \quad (22)$$

После расчета давлений в полостях гидротрансформатора осевая сила на участках наружной поверхности колес $ДЕ$, $ГО$, $ЛМ_1$, $РН_1$ и др. может быть определена по следующей формуле:

$$A_{\pi} = \int_{r_1}^{r_2} p 2\pi r dr = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r \left[p_0 + \rho \omega_1^2 (i_{np} + i_n)^2 \int_{r_0}^r k_u^2 r dr \right] dr,$$

где r_1 и r_2 обозначают соответственно минимальный и максимальный радиусы рассматриваемой поверхности.

Переходя к безразмерным параметрам, получим формулу для определения коэффициентов безразмерной осевой силы λ_{PH} ; λ_{GB} ; λ_{LM} и др.:

$$\lambda_{\pi} = \bar{r}_0^2 \left[\bar{p}_0 (x_2^2 - x_1^2) - \frac{\bar{r}_0^2 (i_{np} + i_n)^2}{2} (A(x)_1 + A(x)_2) \right], \quad (23)$$

где $x_1 = \frac{r_1}{r_0}$; $x_2 = \frac{r_2}{r_0}$; $A(x)_1 = 2 \int_{x_1}^1 P(x)_1 x dx$;

$$A(x)_2 = 2 \int_1^{x_2} P(x)_2 x dx$$

$P(x)_1$ и $P(x)_2$ — значения функции $P(x)$ на участках, ограниченных радиусами r_1 , r_0 и r_0 , r_2 .

Значения функций $A(x)$ для некоторых величин β и s и $k_{u0} = \frac{1}{2}$ приведены на фиг. 2, в. Для случая отсутствия протечек функции $A(x)$ могут быть вычислены следующим образом:

$$A(x)_1 = \frac{1}{4} \left[(1 - x_1^2) - \frac{1}{2} (1 - x_1^4) \right]; \quad A(x)_2 = \frac{1}{4} \left[(x_2^2 - 1) - \frac{1}{2} (x_2^4 - 1) \right]. \quad (24)$$

Как показывает опыт расчета осевых сил в комплексных гидротрансформаторах, учет влияния протечек на распределение окружных скоростей в полости необходим не всегда. Так, например, указанным влиянием, как правило, можно пренебречь при расчете осевых сил, действующих на поверхности $ГО$, $ДЕ$, $ЛМ_1$ и $ИК$ (см фиг. 1).

Анализ формулы (23), а также зависимостей на фиг. 2, б и в позволяет заключить, что, не внося существенной погрешности в расчет осевых сил, величину функций $A(x)$ можно брать соответствующей $\beta = \infty$ практически в двух случаях: когда значение максимального радиуса полости \bar{r}_2 невелико ($\bar{r}_2 < 0,5$) и когда мала радиальная протяженность полости ($x_1 = 0,7 \div 0,8$).

Этим и объясняется возможность упомянутого упрощенного подхода при расчете осевых сил, действующих на поверхности $ДЕ$, $ЛМ_1$ и $ИК$ (где $\bar{r}_2=0,4\div 0,5$) и $ГО$ (где $x_1=0,7\div 0,8$). Осевая сила, действующая на боковые поверхности полости между крышкой насосного колеса и диском турбинного (где $r_2\approx 1,0$, а $x_1=0\div 0,2$), будет весьма ощутимо зависеть от изменения распределения окружных скоростей в полости из-за наличия протечек. В связи с этим расчет осевых сил в указанной полости необходимо производить с учетом зависимости величины функции $A(x)$ от параметра β .

2. Пример расчета

Используя приведенный метод расчета, определим осевые силы в одном из гидротрансформаторов $ЛГ$, геометрические параметры которого представлены в табл. 2.

Таблица 2

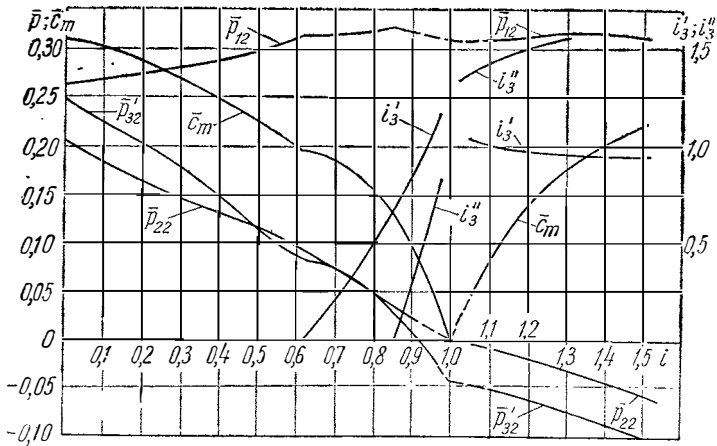
Геометрические параметры гидротрансформатора

Параметры	Насосное колесо		Турбинное колесо		Колесо I реактора		Колесо II реактора	
	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход	Вход	Выход
r м	0,099	0,158	0,158	0,099	0,098	0,086	0,086	0,098
r_a м	0,1135	0,144	0,144	0,1135	0,112	0,105	0,105	0,112
r_b м	0,083	0,170	0,170	0,083	0,081	0,062	0,062	0,081
r_m м	—	0,038	—	0,036	—	0,035	—	0,035
r_{ma} м	—	0,0195	—	0,0195	—	0,0195	—	0,0195
r_{mb} м	—	0,054	—	0,054	—	0,054	—	0,054
$f = \frac{F_{12}}{F}$	1,14	1,00	1,07	1,15	1,09	1,16	1,23	1,12
β град	—	124	—	—	—	—	—	24
γ град	—	0	—	-128	—	180	—	128
ψ град	—	90	—	-50	—	-90	—	230
\bar{F}_0	0,042		0,0113		0,0105		0,0105	
\bar{F}_{12}	$x_{H_1} = \frac{r_{H_1}^*}{r_{12B}}$	$x_B = \frac{r_{32a}^*}{r_{12a}}$	$x_E = \frac{r_E^*}{r_{32b}}$	$x_{M_1} = \frac{r_{M_1}^*}{r_{22b}}$	$x_K = \frac{r_K^*}{r_{32b}}$			
0,328	0	0,79	0,4	0,23	0,4			

* r_{H_1} , r_E , r_M и r_K — радиусы точек H_1 , E , M и K (см. фиг. 1).

Расчет осевых сил рассмотрим в предположении, что внутренние характеристики гидротрансформатора, а следовательно, и зависимости $c_m = f(i)$; $\bar{p}_{cp} = f(i)$, а также скорости свободного вращения колес реакторов $\omega_3' = f(i)$ и $\omega_3'' = f(i)$ (или передаточные от-

ношения $i_3' = f(i)$ и $i_3'' = f(i)$ известны (фиг. 3). Так как комплексный гидротрансформатор, установленный в автомобильной гидропередаче, может работать на двух основных режимах: тяговом ($i = 0 \div 0,98$) и обратимом ($i > 1,0$), то расчет осевых сил приведем для диапазона передаточных отношений $i = 0 \div 1,5$. Для расчета внутренних характеристик гидротрансформатора была использована методика, приведенная в работе [7].



Фиг. 3. Изменение коэффициента расхода \bar{c}_m , безразмерных средних давлений и скорости вращения колес реакторов в зависимости от режима работы гидротрансформатора

Изменение приращений давлений $\Delta \bar{p}_a$ и $\Delta \bar{p}_b$ для рассматриваемого гидротрансформатора в зависимости от режима его работы представлены на фиг. 4, а, б. Значения приращений давлений за насосным колесом показаны для двух случаев (фиг. 4, а): $\bar{c}_{m\Gamma} =$ (равноскоростной поток) и $\bar{c}_{m\Gamma} = 1,5$.

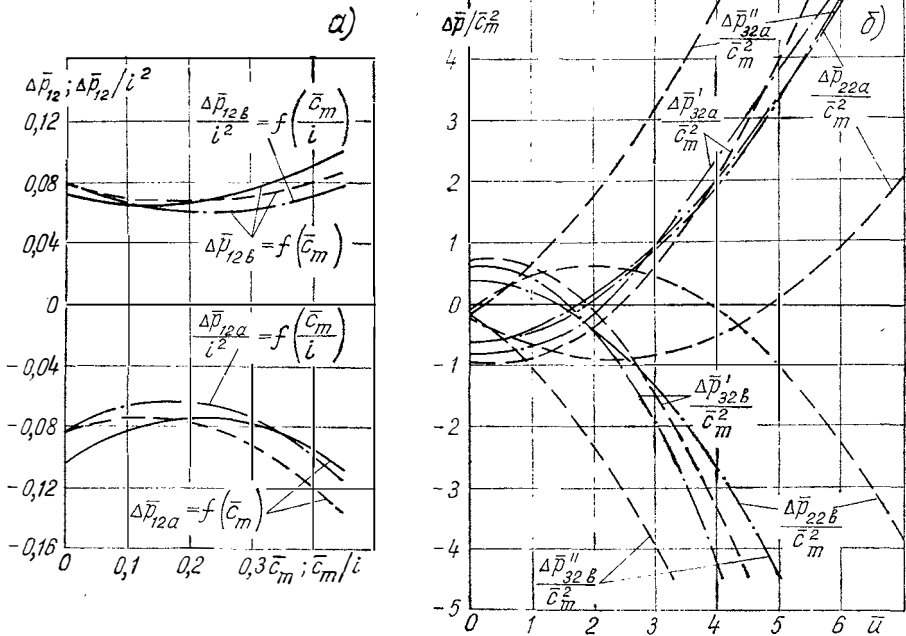
Учитывая отмеченный выше характер изменения структуры потока за насосным колесом в зависимости от i , будем при $i = 0 \div 0,5$ пользоваться кривой, изображенной на фиг. 4, а сплошной линией и полученной для случая, когда $\bar{c}_{m\Gamma} = 1,5$, а при $i > 0,7 \div 0,8$ — кривой, соответствующей $\bar{c}_{m\Gamma} = 0$.

Так как с переходом на обратимый режим работы направление основного потока в круге циркуляции комплексного гидротрансформатора изменяется на обратное, то для определения приращений давлений в данном случае нельзя пользоваться зависимостями, полученными для тягового режима. Представленные на фиг. 4 приращения давлений для случая работы гидротрансформатора на обратимом режиме были получены в предположении, что поток во всех зазорах имел равноскоростной характер.

Последовательность расчета осевых сил в комплексном гидротрансформаторе представлена в табл. 1. Для практических целей

целесообразно величину осевой силы на лопастном колесе представить не через безразмерный коэффициент осевой силы λ_A , а через коэффициент λ_a [3]:

$$A = \lambda_a \gamma n_1^3 D_a^4 + p_{01} F_0. \quad (25)$$



Фиг. 4. Значения приращений давлений $\Delta \bar{p}_a$ и $\Delta \bar{p}_b$ в межколесных зазорах рассматриваемого гидротрансформатора:

a — в зазоре между насосным и турбинным колесами; b — в остальных зазорах (— — — $\bar{c}_{m\Gamma} = 1.5$; — — — $\bar{c}_{m\Gamma} = 0$; - - - для $i > 1.0$)

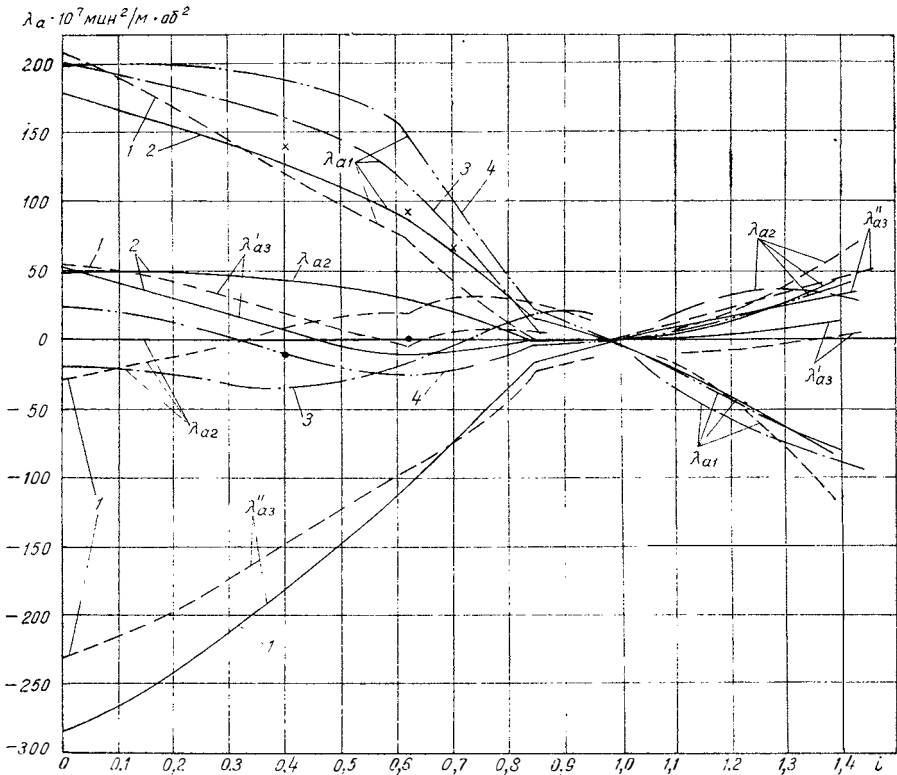
Сравнивая формулу (25) с формулой (2), можно установить взаимосвязь между обоими коэффициентами осевых сил:

$$\lambda_a = 1,12 \cdot 10^{-3} \lambda_A. \quad (26)$$

Расчетные зависимости $\lambda_a = f(i)$ для рассматриваемого гидротрансформатора представлены на фиг. 5.

Для уменьшения осевых сил, действующих на насосное и турбинное колеса, иногда в ступице турбинного колеса делают разгрузочные отверстия. В этом случае в полости между крышкой насосного колеса и стенкой турбинного колеса на участке от R_2 до $r_{p,0}$ (где R_2 и $r_{p,0}$ — радиусы вращения, см. фиг. 1) возникают радиальные протечки. На примере рассматриваемого гидротрансформатора, у которого на радиусе $r_{p,0} = 0,055$ м в ступице турбинного

колеса имелось 6 отверстий общей площадью $F_{i0} = 3 \text{ см}^2$, проследим последовательность расчета осевых сил при наличии в полости на участке RH_0 радиальных протечек. Необходимо отметить, что общая схема расчета в данном случае остается такой же, как и в случае отсутствия разгрузочных отверстий.



Фиг. 5. Расчетные и экспериментальные осевые силы в гидротрансформаторе. Без разгрузочных отверстий: 1 — расчетные; 2 — экспериментальные (II вариант полости RH_1 , см. фиг. 10). С разгрузочными отверстиями в ступице турбинного колеса ($F_{i0} = 3 \text{ см}^2$; $r_{p,0} = 0,055 \text{ м}$): 3 — расчетные (по методике, приведенной в данной работе); 4 — экспериментальные (II вариант полости RH_1 , см. фиг. 10); x; ● — расчетные значения осевых сил при $k_u = 0,5$ в полости RH_1 .

Отличия касаются только расчета осевых сил, действующих на поверхности RH_1 и LM_1 (коэффициенты λ^{PH} и λ^{LM} даны в табл. 1). Прежде чем приступать к расчету осевых сил, действующих на указанные поверхности, необходимо определить величину и направление протечек в полостях на участках RH_0 и LM_0 (см. фиг. 1). С этой целью определим перепад давлений на участках RH_0 и LN_0 :

$$\bar{p}_{12b} - \bar{p}_{H_0} = \pm \left(\frac{r_{0H}^2 (1 + i)^2}{2} P(x_H) + \Delta h_H \right); \quad (27, a)$$

$$\bar{p}_{22b} - \bar{p}_{H_0} = \pm \left(\frac{\bar{r}_{0M}^2 (i + i_3')^2}{2} P(x_M) + \Delta h_M \right), \quad (27, б)$$

где \bar{p}_{12b} ; \bar{p}_{22b} ; \bar{p}_{H_0} — безразмерные величины давлений в точках P , L и H_0 (см. фиг. 1);

$$\bar{r}_{0H} = \bar{r}_{0M} = \frac{r_{p.o}}{r_{12}};$$

$x_H = \frac{r_{12b}}{r_{p.o}}$; $x_M = \frac{r_{22b}}{r_{p.o}}$ — при направлении протечек на участках RH_0 и LM_0 от центра;

$$\bar{r}_{0H} = \frac{r_{12b}}{r_{12}}; \quad x_H = \frac{r_{p.o}}{r_{12b}};$$

$\bar{r}_{0M} = \frac{r_{22b}}{r_{12}}$; $x_M = \frac{r_{p.o}}{r_{22b}}$ — при направлении протечек на участках RH_0 и LM_0 к центру;

Δh_H и Δh_M — безразмерные величины напоров, расходуемых на преодоление сопротивлений на участках RH_0 и LN_0 ;

$P(x_H)$ — безразмерная функция параметров:

$$\beta = \pi c_f \frac{\omega_1 r_{0H}^3}{Q_s}; \quad s = 1 - i, \quad \text{причем } Q_s \text{ — расход протечек на участке } RH_0;$$

$$P(x_M) \approx \frac{1}{4} (1 - x_M^2).$$

Знак перед правой частью формул (27) зависит от направления протечек на участках RH_0 и LM_0 . Если протечки на участках RH_0 и LM_0 направлены к центру, то в формуле (27) берется плюс; а в случае обратного направления — минус.

Для того, чтобы определить направление протечек на указанных участках, очевидно, достаточно сравнить значения p_{H_0} , вычисленные по формулам (27,а) и (27,б) для случая, когда $Q_s = 0$.

Принимая значения местных коэффициентов сопротивлений в соответствии с данными работы [2], определим также потери напора Δh_H и Δh_M на участках RH_0 и LN_0 :

$$\Delta h_H = \frac{1}{2} \left[\lambda \frac{l_{i1}}{2b_{i1}} + 2,5 + \left(\lambda \frac{l_{i2}}{2b_{i2}} + 2,5 \right) \frac{F_{i1}^2}{F_{i2}^2} + \lambda \frac{l_{i3}}{2b_{i3}} \cdot \frac{F_{i1}^2}{F_{i3}^2} \right] \frac{\beta_s^2}{F_{i1}^2}; \quad (28, а)$$

$$\Delta h_M = \frac{1}{2} \left[\lambda \frac{l_{i4}}{2b_{i4}} + 1,5 + \lambda \frac{l_{i5}}{2b_{i5}} \cdot \frac{F_{i4}^2}{F_{i5}^2} \right] \frac{\beta_s^2}{F_{i4}^2} + \frac{1}{2} \left(\lambda \frac{l_{i0}}{d_{r0}} + 3,5 \right) \frac{\beta_s^2}{F_{i0}^2}, \quad (28, б)$$

где $\lambda = 0,06 \div 0,08$ — коэффициент сопротивления при движении жидкости в зазоре;

l_{i1} , l_{i2} и т. д. — средняя длина линии тока соответственно на участках PP_1 ; P_1H_2 ; H_2H_0 ; LM_2 ; M_2M_0 и M_0H_0 (см. фиг. 1);

b_{i1}, b_{i2} и т. д. — средняя ширина зазора на отдельных участках;

d_{r0} — гидравлический диаметр разгрузочных отверстий в ступице турбинного колеса;

F_{i1}, F_{i2} и т. д. — средняя величина площади поперечных сечений зазоров для отдельных участков;

F_{i0} — площадь проходного сечения разгрузочных отверстий;

$$\bar{F}_{i1} = \frac{F_{i1}}{r_{12}^2}; \quad \bar{F}_{i4} = \frac{F_{i4}}{r_{12}^2}; \quad \bar{F}_{i0} = \frac{F_{i0}}{r_{12}^2}.$$

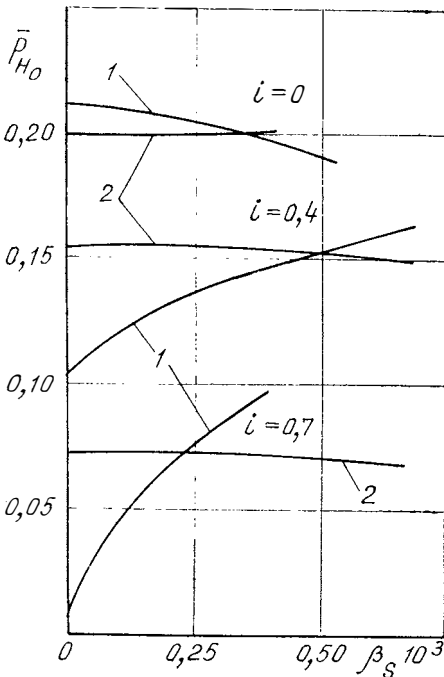
Решение системы уравнений (27) позволяет определить \bar{p}_{H_0} и β_s .

Так как переменная $P(x_H)$, входящая в уравнения (27), является неявной функцией безразмерной величины расхода протечек β_s , то решение системы уравнений (27) будем проводить графоаналитическим методом.

Решая уравнения (27) относительно \bar{p}_{H_0} , получим две зависимости вида $\bar{p}_{H_0} = f(\beta_s)$, графическое построение которых позволяет определить их точку пересечения. Координаты указанной точки (\bar{p}_{H_0} и β_s) и будут являться искомыми величинами. Для рассматриваемого гидротрансформатора на фиг. 6 показано решение системы уравнений (27) при $i=0; 0,4; 0,7$.

После определения значений \bar{p}_{H_0} и β_s можно приступить к определению осевых сил, действующих на поверхности RH_1 и LM_1 . Формулы для определения коэффициентов λ_{RH} и λ_{LM} для различных случаев направления протечек на участках RH_0 и LM_0 приведены в табл. 1.

Расчетные зависимости $\lambda_a = f(i)$ для рассматриваемого гидротрансформатора при наличии разгрузочных отверстий в ступице турбинного колеса представлены на фиг. 5. Как видно из фиг. 5, прорезка отверстий в ступице турбин-



Фиг. 6. Графическое определение давления p_{H_0} и расхода протечек в полости RH_1 при наличии отверстий в ступице турбинного колеса:

1 — зависимость $\bar{p}_{H_0} = f(\beta_s)$ по уравнению (27.а). 2 — $\bar{p}_{H_0} = f(\beta_s)$ по уравнению (27.б)

ного колеса в данном случае привела к увеличению осевой силы на насосном колесе в зоне передаточных отношений $i=0,1 \div 1,28$ и к уменьшению их на режимах с $i < 0,1$ и при $i > 1,28$. Соответствующим образом изменилась и осевая сила на турбинном колесе.

Из рассмотрения экспериментальных характеристик (см. фиг. 5) также следует, что прорезка отверстий в ступице турбинного колеса вызывает в зоне $i=0 \div 1,05$ увеличение осевых сил на насосном колесе. Указанное изменение осевых сил связано с тем, что при $i=0 \div 1,05$ протечки на участке PH_0 направлены от центра. Как видно из фиг. 5, при $i=1,05$ направление протечек на указанном участке должно измениться на обратное, а затем при $i > 1,33$ протечки снова будут направлены от центра. Однако в зоне $i > 1,33$ такое направление протечек приведет к уменьшению абсолютной величины осевой силы на насосном колесе, имеющей на обратимых режимах отрицательные значения.

Полученные результаты, таким образом, показывают, что прорезка отверстий в ступице турбинного колеса комплексного гидротрансформатора не всегда приводит к благоприятному изменению осевых сил на насосном и турбинном колесах.

3. Анализ результатов экспериментального и теоретического определения осевых сил в комплексных гидротрансформаторах

Приступая к анализу результатов экспериментального и теоретического определения осевых сил в комплексных гидротрансформаторах, приведем прежде всего несколько общих соображений, без учета которых невозможно правильно оценить точность рассмотренного расчетного метода.

Очевидно, точность определения осевой силы на отдельном колесе гидротрансформатора зависит от точности, с которой определяются составляющие этой силы, действующие на правую и левую стороны рассматриваемого колеса, а также от абсолютной величины указанных составляющих.

Представим коэффициент осевой силы, действующей на данное колесо, в виде следующей разности:

$$\lambda_a = \lambda_a^+ - \lambda_a^-, \quad (29)$$

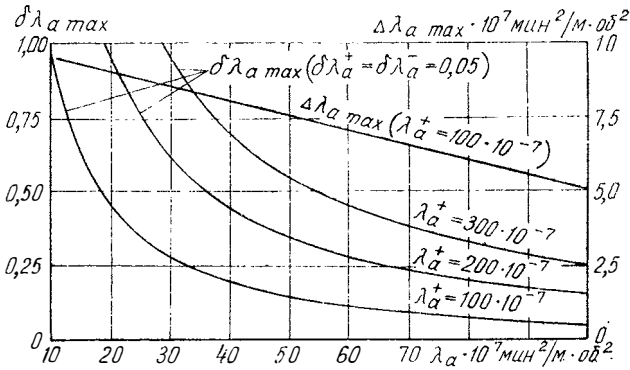
где λ_a^+ и λ_a^- — коэффициенты составляющих осевой силы, действующих на правую и левую стороны колеса.

Тогда наибольшая относительная погрешность в определении λ_a может быть найдена следующим образом:

$$\delta\lambda_{a \max} = \frac{\Delta\lambda_{a \max}}{\lambda_a} = \frac{\Delta\lambda_a^+ + \Delta\lambda_a^-}{\lambda_a^+ - \lambda_a^-}, \quad (30)$$

где $\Delta\lambda_{a \max}$; $\Delta\lambda_a^+$; $\Delta\lambda_a^-$ — наибольшая абсолютная погрешность в определении коэффициентов λ_a , λ_a^+ и λ_a^- .

На фиг. 7 представлены зависимости $\delta\lambda_{a \max} = f(\lambda_a)$, полученные с использованием формулы (30) для некоторых (характерных для насосного и турбинного колес) значений λ_a^+ и λ_a^- , точность определения которых принималась равной 5%. Как видно из фиг. 7, при одной и той же точности в определении λ_a^+ и λ_a^- погрешность $\delta\lambda_{a \max}$ может изменяться в широких пределах. Причем с уменьшением абсолютной величины λ_a относительная погрешность возрастает по гиперболической зависимости и может достигать весьма больших значений. Для сравнения на фиг. 7 приведена также зависимость $\Delta\lambda_{a \max} = f(\lambda_a)$.



Фиг. 7. Зависимости $\delta\lambda_{a \max} = f(\lambda_a)$ и $\Delta\lambda_{a \max} = f(\lambda_a)$

Таким образом, даже при сравнительно высокой точности (5%) расчета отдельных составляющих осевой силы погрешность в определении самой осевой силы, особенно когда она невелика по абсолютному значению, может быть значительной. Отметим, что для практических целей указанное обстоятельство не будет иметь определяющего значения, так как при расчетах на прочность важнее не ошибаться в осевых силах, имеющих большую абсолютную величину.

Выясним также, насколько велика погрешность в определении осевых сил, связанная с приближенностью оценки параметра k_u . Рассмотрим случай, когда расход протечек через полость отсутствует и действительная величина коэффициента средней угловой скорости в полости равна k_u' .

Величина коэффициента осевой силы, действующей на боковые поверхности полости, в этом случае может быть определена по следующей формуле:

$$\lambda_{aп} = \frac{3,52 \cdot 10^{-3}}{D_a^4} \bar{r}_2^2 [\bar{p}_2 (1 - x_1^2) - 2\bar{r}_2^2 (i_{np} + i_n)^2 k_u'^2 A(x)_1] \quad (31)$$

Используя формулу (31), определим абсолютную величину погрешности при вычислении коэффициента $\lambda_{ап}$ из-за того, что $k_u \neq \frac{1}{2}$:

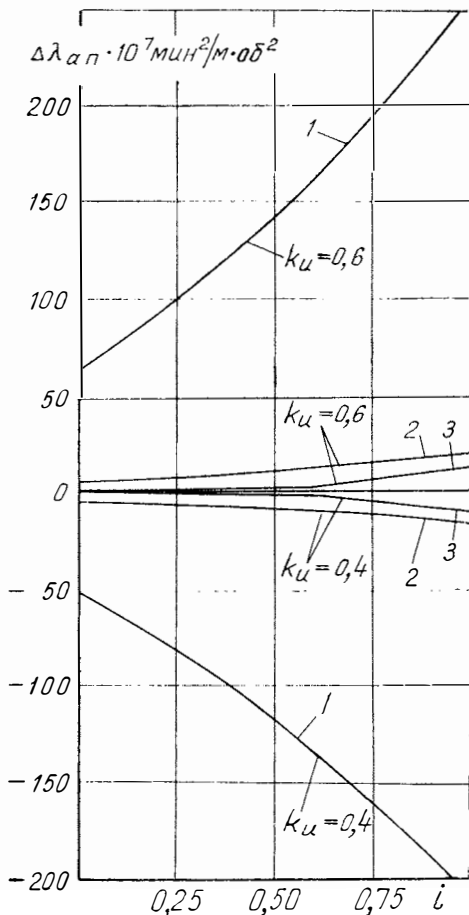
$$\Delta\lambda_{ап} = 2\bar{r}_2^4 (i_{пр} + i_{л})^2 \left(k_u'^2 - \frac{1}{4} \right) A(x)_1 \frac{3,52 \cdot 10^{-3}}{D_a^4}. \quad (32)$$

Из формулы (32) видно, что погрешность $\Delta\lambda_{ап}$ зависит не только от величины параметра k_u' , но является также функцией геометрических параметров полости (\bar{r}_2, x_1) и режима работы гидротрансформатора ($i_{пр}, i_{л}$). В различных модификациях комплексных гидротрансформаторов указанные геометрические параметры для отдельных полостей изменяются в сравнительно узких пределах.

Поэтому представляет интерес рассмотрение зависимостей $\Delta\lambda_{ап} = f(i, k_u)$ для отдельных полостей рассматриваемого комплексного гидротрансформатора.

Как видно из представленных на фиг. 8 зависимостей $\Delta\lambda_{ап} = f(i)$, полученных для нескольких значений k_u' , абсолютная величина погрешности из-за приближенного выбора параметра k_u для всех полостей гидротрансформатора возрастает с увеличением i . Причем наибольшая величина абсолютной погрешности $\Delta\lambda_{ап}$ наблюдается для полости PH_1 , отличающейся значительной радиальной протяженностью ($x_1 = 0 \div 0,2$) и большим максимальным радиусом ($\bar{r}_2 = \bar{r}_{12b} = 1,05 \div 1,08$).

Для остальных полостей гидротрансформатора величина погрешности $\Delta\lambda_{ап}$ значительно меньше, что объясняется малой радиальной протяженностью ($x_1 = 0,7 \div 0,8$) полости $ГО$ и меньшей величиной максимального радиуса ($\bar{r}_2 \approx 0,5$) полостей $ЛМ_1$ и $ДЕ$.



Фиг. 8. Зависимости $\Delta\lambda_{ап} = f(i)$ для отдельных полостей гидротрансформатора:

1 — полость на участке PH_1 ; 2 — на участке $ГО$; 3 — на участке $ЛМ_1$

Очевидно, аналогичные выводы могут быть сделаны и из рассмотрения более сложного случая, когда в полости имеются радиальные протечки и $k_u \neq \text{const}$ вдоль радиуса.

Таким образом, анализ зависимостей на фиг. 8 позволяет считать, что приведенное в работе приближенное решение задачи по определению параметра k_u будет давать наименьшую погрешность в зоне малых i для полостей $ГО$; $ДЕ$ и $ЛМ_1$. Осевая сила на участке $РН_1$ более ощутимо зависит от принятого значения параметра k_u . Поэтому с целью уточнения расчета осевых сил на насосном и турбинном колесах может возникнуть необходимость скорректировать указанный параметр, используя для этого опытные данные.

К сожалению, в настоящее время отсутствуют данные по результатам прямого экспериментального исследования течения в полости между насосным колесом и стенкой турбинного колеса. Указанный пробел отчасти может быть восполнен, если известны экспериментальные данные по давлениям в межколесных зазорах гидротрансформатора.

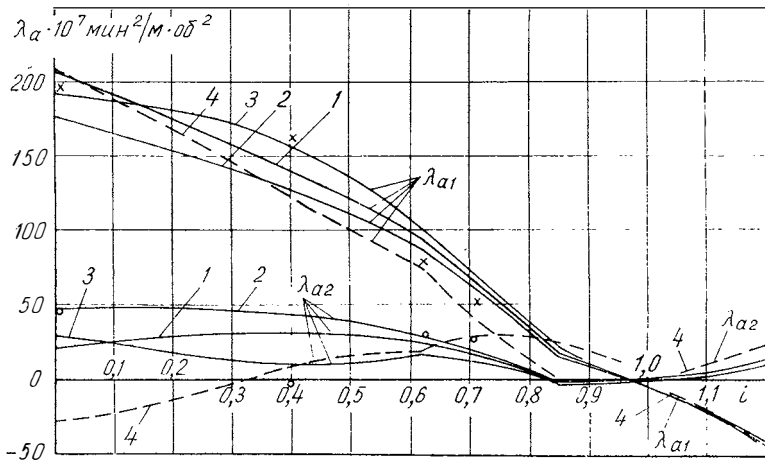
Для гидротрансформатора, рассматриваемого в настоящей работе, экспериментально были измерены как осевые силы, так и давления в межколесных зазорах.

На фиг. 5 и 9 представлены экспериментальные данные об осевых силах в рассматриваемом гидротрансформаторе.

В процессе экспериментальных исследований определялось влияние конструкции полости между крышкой насосного колеса и диском турбинного на величину осевых сил на указанных колесах. Исследованные варианты конструкции полости показаны на фиг. 10. Дополнительно было произведено определение осевых сил при наличии в ступице турбинного колеса на радиусе $r_{p.o} = 0,055$ м шести отверстий общей площадью 3 см^2 .

Сравнивая экспериментальные и расчетные (полученные с использованием экспериментальных значений давления) осевые силы на насосном колесе, можно вычислить осредненные значения параметра k_u для полости на участке $РН_1$.

Анализ полученных характеристик осевых сил показывает, что параметр k_u не остается постоянным для различных значений i и в зоне передаточных отношений $i > 0,6$ сравнительно слабо зависит от конструктивных особенностей рассматриваемой полости, в то время как в зоне малых передаточных отношений ($i = 0 \div 0,4$) такая зависимость обозначается более четко. Указанное обстоятельство, видимо, связано с тем, что в зоне больших i вследствие снижения местных чисел $Re = \frac{\omega_1 r^2 (1 - i)}{\nu}$ (где r — текущее значение радиуса) происходит возрастание коэффициентов трения. В результате при $i > 0,6$ параметры движения жидкости в полости в основном будут определяться трением о боковые поверхности стенок. Проведенный анализ показывает, что в зоне с $i > 0,6$ хорошая



Фиг. 9. Осьевые силы на насосном и турбинном колесах при различных вариантах конструкции полости между крышкой насосного колеса и стенкой турбинного:

1 — I вариант конструкции полости (фиг. 10); 2 — II вариант; 3 — III вариант; 4 — осьевые силы, рассчитанные по приведенной в данной работе методике; x; o — значения осевых сил на насосном и турбинном колесах, полученные при использовании экспериментальных данных по давлениям в межколесных зазорах

сходимость с экспериментальными данными может быть получена, если параметр k_u брать равным $k_u = 0.48 \div 0.5$.

Данные о значениях параметра k_u для $i=0$ интересно сравнить с приведенными в работах [8; 9] экспериментальными зависимостями $k_u = f\left(\frac{s}{R_2}; k_{ub}\right)$ (где $\frac{s}{R_2}$ — относительная ширина полости;

$k_{ub} = \frac{c_{ub}}{\omega_1 r(1+i)}$ — безразмерная окружная скорость потока,

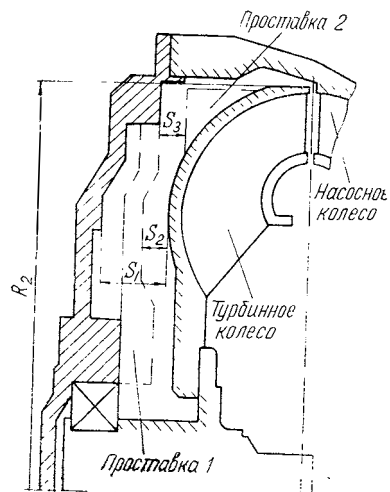
попадающего в полость извне), полученными при опытном изучении течения в полости между вращающимся диском и неподвижной стенкой (кривая 1 и 2 на фиг. 11).

Фиг. 10. Исследованные варианты конструкции полости между крышкой насосного колеса и стенкой турбинного колеса:

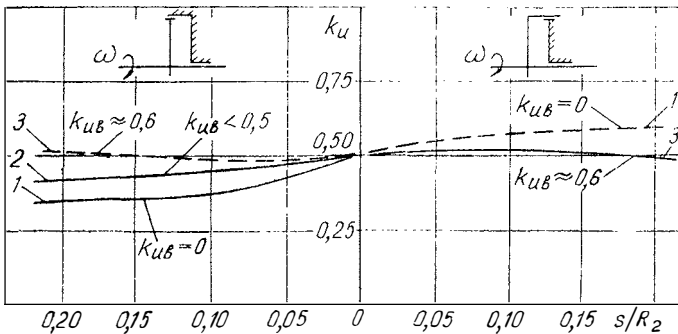
I вариант — без проставок, $\frac{s_1}{R_2} = 0.162$;

II вариант — с проставкой 1, $\frac{s_2}{R_2} = 0.07$;

III вариант — с проставками 1 и 2, $\frac{s_3}{R_2} = 0.05$



При построении графика (фиг. 11) было условно принято, что относительная ширина полости $\frac{s}{R_2}$ положительна, если полость охватывается вращающимся колесом, и отрицательна, если охватывающее колесо неподвижно. Участок кривой 3 для левой части фиг. 11 (где $\frac{s}{R_2} < 0$) был построен с учетом материалов работы [4]. Пунктирная кривая, показанная в правой части на фиг. 11, имеет предположительный характер и была построена как продолжение кривой 1 для области, где $\frac{s}{R_2} > 0$.



Фиг. 11. Изменение безразмерного коэффициента угловой скорости k_u в зависимости от параметра $\frac{s}{R_2}$ и значений k_{uB} ,
 — экспериментальные данные:
 1 — по работе [8]; 2 — по работе [9]; 3 — осредненные значения k_u при $i=0$ в рассматриваемом гидротрансформаторе; --- — предполагаемое продолжение зависимостей 1 и 3

Из приведенных на фиг. 11 зависимостей видно, что при небольшой относительной ширине полости ($\frac{s}{R_2} < 0,05 \div 0,1$) независимо от величины закрутки входящего потока k_{uB} параметр k_u имеет тенденцию к возрастанию при увеличении $\frac{s}{R_2}$ (с учетом принятого правила знаков).

Указанное обстоятельство, видимо, связано с тем, что преобладающее влияние на величину k_u при малой ширине полости будут оказывать силы трения жидкости о стенки полости. Так как с увеличением ширины полости возрастает протяженность периферийной цилиндрической стенки, то для полостей с отрицательными значениями $\frac{s}{R_2}$ (вследствие увеличения подтормаживающего действия

периферийной стенки) будет происходить уменьшение параметра k_u , а для полостей с положительными $\frac{s}{R_2}$ — увеличение указанного параметра. При большой ширине полости значительное влияние на величину средней угловой скорости вращения жидкости оказывает параметр $k_{u\text{в}}$. При этом с увеличением $k_{u\text{в}}$, в случае отрицательных значений $\frac{s}{R_2}$, происходит возрастание параметра k_w , а при положительных $\frac{s}{R_2}$ — уменьшение. Последнее обстоятельство, видимо, может быть объяснено особенностями энергообмена, происходящего в периферийной части полостей с относительной шириной $\frac{s}{R_2}$ различного знака.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по осевым силам показывает, что и в случае наличия в ступице турбинного колеса разгрузочных отверстий между экспериментальными и расчетными значениями осевых сил на насосном и турбинном колесах имеется достаточно хорошая для практических целей количественная сходимость (см. фиг. 5). С целью сравнения на фиг. 5 для некоторых i нанесены значения осевых сил, рассчитанные в предположении, что скорость вращения жидкости в полости при наличии протечек остается такой же, как и при отсутствии их ($k_u = \frac{1}{2}$). Как видно из фиг. 5, использование приведенной в работе методики расчета позволяет повысить точность определения осевых сил на насосном и турбинном колесах также и в случае наличия разгрузочных отверстий в ступице одного из этих колес.

Экспериментальное определение осевых сил на колесах реактора показало, что наличие разгрузочных отверстий в ступице турбинного колеса на радиусе $r_{p.o} = 0,347$ практически не сказывается на их величине. Из приведенных на фиг. 5 данных видно, что между экспериментальными и расчетными значениями осевых сил на колесах реактора также имеется достаточно хорошая количественная сходимость.

Выводы

1. Приведенная в работе методика расчета осевых сил позволяет получать достаточно хорошую для практических целей количественную сходимость между расчетными и экспериментальными характеристиками осевых сил.

2. В работе развит метод расчета осевых сил при наличии протечек жидкости через полость между двумя дисками, вращающимися в одну и ту же сторону с различными скоростями. Показано, что использование указанного метода в первую очередь необходимо

для расчета эффективности снижения осевых сил на насосном и турбинном колесах с помощью разгрузочных отверстий.

3. На основе накопленного статистического материала даны рекомендации по уточнению расчета распределения давлений в зазоре между насосным и турбинным колесами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вербницкая О. А. Распределение давлений в боковых пазухах центробежных насосов с учетом утечек. Передовой научно-технический и производственный опыт, изд. 1957.

2. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.

3. Кочкарев А. Я. Гидродинамические передачи. Изд. ЛПИ. Л., 1961.

4. Кочкарев А. Я. Осевые силы в гидротрансформаторе ГТК и возможность их снижения. «Вестник машиностроения», 1963, № 5.

5. Ломакин А. А. Осевое давление в центробежных насосах с учетом величины зазора в уплотнительных кольцах. «Советское котлотурбостроение», 1940, № 12.

6. Трусов С. М., Шерстюк А. Н. Расчет поля скоростей в гидротрансформаторе. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 40, 1961.

7. Трусов С. М., Выборнов Э. П. Расчет и исследование внутренних характеристик комплексных гидротрансформаторов. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 105, 1969.

8. Цаплин М. И. Исследование течения в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском. «Энергомашиностроение», 1967, № 8.

9. Dailly I. W. and Nece R. E. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks «Trans. ASME», 1960, v 82, № 1.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ К. П. Д. ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА НА ДИНАМИКУ И ТОПЛИВНУЮ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

В НАМИ совместно с заводами автомобильной промышленности проводились исследовательские и конструкторско-экспериментальные работы по созданию более совершенных гидротрансформаторов [3].

В рассматриваемой работе приведены результаты теоретического и экспериментального исследований тягово-скоростных качеств и топливной экономичности городского автобуса ЛАЗ-695Ж с двумя гидротрансформаторами — серийным ЛГ-340-3А и экспериментальным ЛГ-340-43В, отличающимся более высокими показателями. Кроме того, в работе изложен метод расчета универсальной топливной характеристики. Последняя отражает зависимость среднего расхода топлива на единицу пути $Q_{сц}$ от средней скорости $v_{сц}$ циклического движения и расстояния между остановками $S_{ц}$ [2]. Метод расчета, в отличие от работы [2], содержит ряд уточнений и учитывает особенности применения гидротрансформатора.

Технические параметры автобуса ЛАЗ-695Ж следующие: вес 10260 кг, радиус качения (динамический) 0,5 м, коэффициент сопротивления воздуха 0,262, передаточное число ведущего моста 6,45, максимальная мощность двигателя 150 л. с. при 3200 об/мин, максимальный момент двигателя 41 кг·м при 1800 об/мин, момент инерции вращающихся масс двигателя 0,14 кг·м·сек², к. п. д. зубчатой передачи ведущего моста 0,93. На автобусе установлена 2-ступенчатая гидропередача с передаточными числами 1,79 и 1,0. На автобусы последовательно устанавливались гидротрансформаторы ЛГ-340-3А (серийный) и ЛГ-340-43В (экспериментальный).

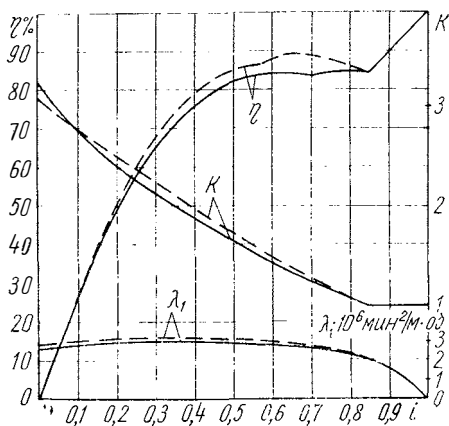
Характеристики гидротрансформаторов показаны на фиг. 1. Поскольку нагрузочные характеристики практически совпадают, то обороты входа (обороты двигателя при полной подаче топлива и

заторможенном турбинном колесе) обоих гидротрансформаторов ЛГ-340-3А и ЛГ-340-43В весьма близки между собой и соответственно равны 1980 и 1910 об/мин. По значениям к. п. д. в основной рабочей зоне гидротрансформатор ЛГ-340-43В превосходит гидротрансформатор ЛГ-340-3А на 4—5%.

Для теоретического исследования применен метод расчета параметров фазы разгона с оборотов холостого хода двигателя, опубликованный в работе [4], который позволяет учитывать момент двигателя при неустановившемся режиме, потери момента на привод

вспомогательных агрегатов, основного и вспомогательного масляных насосов, а также потери в механическом редукторе и во фрикционах гидропередачи.

Закон переключения передач представлен на фиг. 2, а [1]. По оси абсцисс отложена скорость автобуса v , по оси ординат — процент открытия дроссельной заслонки $\beta_{др}$. Из графика видно, что переключение с первой передачи на вторую возможно в диапазоне скоростей от 25 до 35 км/ч при углах открытия дроссельной заслонки более 40%. Обратное переключение со второй передачи на первую осуществляется в диапазоне скоростей



Фиг. 1. Безразмерные характеристики гидротрансформаторов ЛГ-340-3А (сплошные линии) и ЛГ-340-43В (пунктир)

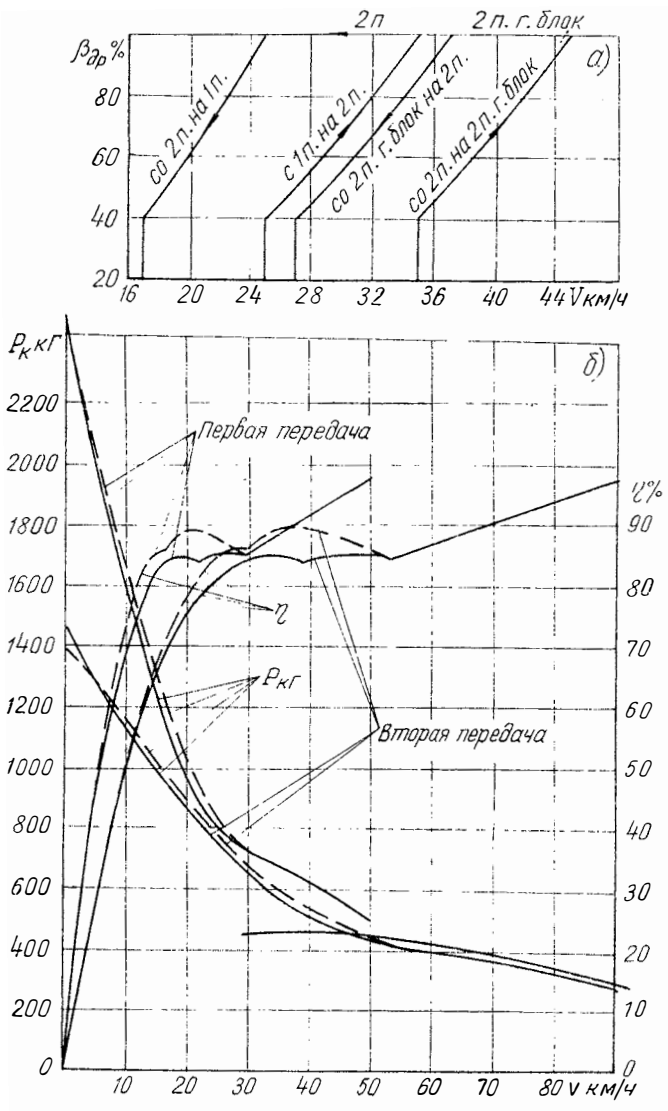
25—17 км/ч. Блокировка гидротрансформатора происходит при 35—45 км/ч, разблокировка — при 37—27 км/ч.

Общее представление о тяговых возможностях автобуса с каждым из гидротрансформаторов дает тяговая характеристика (фиг. 2, б). На этой же фигуре показаны кривые к. п. д. обоих гидротрансформаторов на двух передачах. Автобус с гидротрансформатором ЛГ-340-43В будет иметь преимущество в к. п. д. по сравнению с автобусом с гидротрансформатором ЛГ-340-3А на первой передаче при движении со скоростью свыше 3 км/ч, на второй передаче — со скоростью более 5 км/ч.

Для сравнения двух и более автомобилей по скоростным качествам согласно работе [2] необходимо выдержать три условия сравнимости:

- равные пути разгона S_p и установившегося движения S_y , т. е. $S_p + S_y = \text{const}$;
- равные расстояния между остановками $S_{ц} = \text{const}$;
- одинаковую интенсивность служебного торможения $j_{т} = \text{const}$.

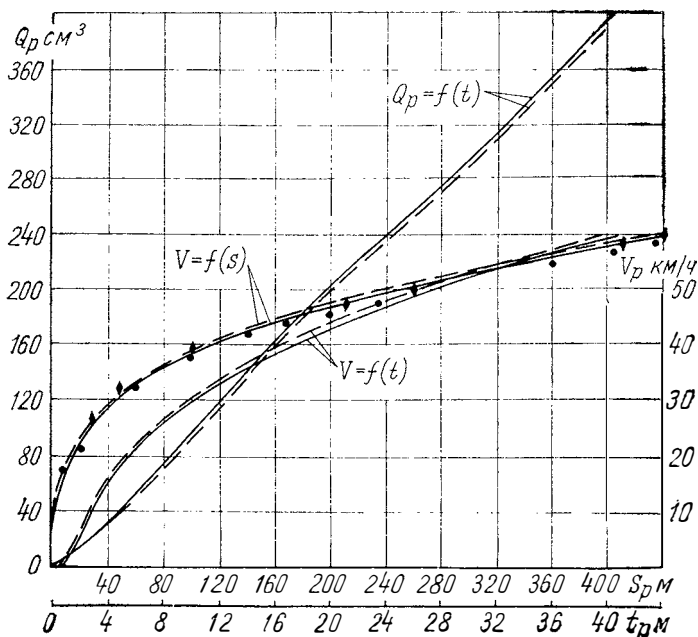
Эти условия необходимо **выдерживать** в том случае, когда сравниваемые автомобили имеют разную интенсивность замедления при выбеге или торможении двигателем. Так как в данном случае исследуются скоростные качества одного автобуса с двумя



Фиг. 2. Тяговые характеристики автобуса ЛАЗ-695Ж. Закон переключения передач (а); тяговые характеристики и к. п. д. гидротрансформаторов (б) ЛГ-340-3А (сплошные линии) и ЛГ-340-43В (пунктир)

гидротрансформаторами, то для оценки скоростных качеств достаточно сравнить время разгона до равных скоростей.

Из графиков фиг. 3, рассчитанных по методике [4], видно, что в диапазоне наиболее часто встречающихся в эксплуатации конечных скоростей разгона 30—45 км/ч автобус с гидротрансформатором ЛГ-340-43В будет иметь более высокие разгонные качества, чем автобус с серийным гидротрансформатором (по времени разгона на 3—5%).



Фиг. 3. Расчетные и экспериментальные параметры автобуса ЛАЗ-695Ж в фазе разгона: гидротрансформатор ЛГ-340-3А (сплошные линии — расчет, точки — эксперимент); гидротрансформатор ЛГ-340-43В (пунктир — расчет, ромбы — эксперимент)

Для сравнения автобусов по топливной экономичности в работе [2] рекомендуется выдерживать также три условия:

- равные средние скорости $v_{\text{ц}} = \text{const}$;
- равные расстояния между остановками $S_{\text{ц}} = \text{const}$;
- одинаковую интенсивность служебного торможения

$j_{\text{т}} = \text{const}$.

В этом случае, чтобы обеспечить первое условие сравнимости, необходимо учитывать параметры фазы замедления.

При расчете универсальной топливной характеристики согласно методике [2] необходимо проводить сложные графические построения параметров движения в цикле, связанные с переносом

большого количества точек и линий. Этот прием вносит определенную погрешность, снижает скорость расчета при ручном исполнении и усложняет алгоритм расчета на ЭВМ. Кроме того, предлагаемое допущение, что путь замедления S_3 (при торможении двигателем и накате) равен соответственно 0,5—0,6 пути цикла $S_{ц}$, также вносит некоторую погрешность.

В реальных условиях движения при больших расстояниях между остановками, например $S_{ц} = 2000$ м, соотношение между фазами разгона, замедления, установившегося движения и служебного торможения изменяется, в частности, удельное значение фазы замедления уменьшается, а фазы установившегося движения увеличивается.

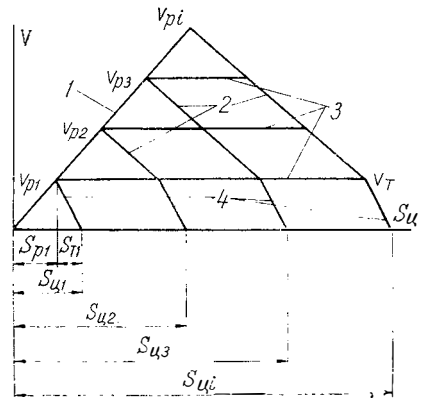
Форма представления универсальной топливной характеристики в работе [2] не имеет законченных границ построения, в результате чего нельзя установить структуру циклического движения, т. е. соотношение между отдельными фазами.

Было бы целесообразно ввести две ограничивающие кривые. Одна кривая должна характеризовать расход топлива, рассчитанный в циклах, не имеющих фазы установившегося движения, другая — в циклах, где фаза замедления отсутствует. Во втором случае цикл состоит из фаз разгона, установившегося движения и служебного торможения.

С целью упрощения расчета параметров универсальной топливной характеристики, а также уменьшения возможных погрешностей расчет проводился по разработанной авторами методике, отличающейся от работы [2].

Вначале рассчитывают пути циклов $S_{ц1}, S_{ц2}, \dots, S_{цi}$, время движения в циклах $t_{ц1}, t_{ц2}, \dots, t_{цi}$, средние скорости $v_{ц1}, v_{ц2}, \dots, v_{цi}$ и расходы топлива $Q_{ц1}, Q_{ц2}, \dots, Q_{цi}$ при разгоне до скоростей $v_{p1}, v_{p2}, \dots, v_{pi}$. В этом случае циклы состоят либо из двух фаз (разгон S_p и служебное торможение S_T), либо из трех (к двум первым добавляется фаза замедления S_3), фиг. 4. Первое сочетание имеет место, если конечная скорость разгона v_{pi} равна начальной скорости служебного торможения v_T .

После того, как будут рассчитаны параметры циклов при движении в трех фазах (разгон, замедление, служебное торможение), вводят фазу установившегося движения. Для этого задают расстояния между остановками $S_{ц} = 100, 200, 300$ м и т. д. Пути циклов $S_{ц1}, S_{ц2}, \dots, S_{цi}$, полученные при разгоне до скоростей $v_{p1}, v_{p2}, \dots, v_{pi}$,

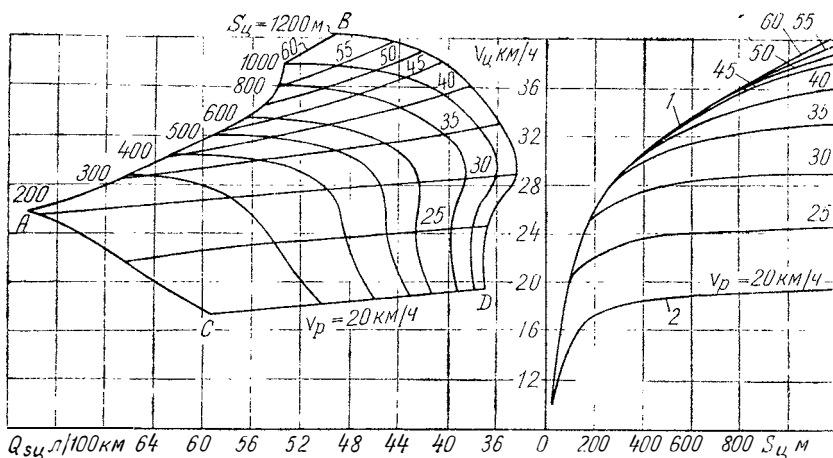


Фиг. 4. График сочетаний фаз в цикле:

1 — фаза разгона; 2 — фаза замедления; 3 — фаза установившегося движения; 4 — фаза служебного торможения

сравнивают с заданными расстояниями между остановками $S_{ц}$. Путь установившегося движения S_{y_i} рассчитывают как разность между ними. При этом за скорость установившегося движения v_{y_i} принимают конечную скорость разгона v_{p_i} . Для каждого расстояния между остановками рассчитывают время движения $t_{ц}$, среднюю скорость $v_{ц}$ и расход топлива $Q_{ц}$.

При расчете параметров фазы установившегося движения необходимо учитывать закон переключения передач (см. фиг. 2,а). Так, например, со скоростью 20—25 км/ч автобус способен двигаться на 2 передаче только при работающем гидротрансформаторе, со скоростью 30 км/ч и выше — на 2 передаче при заблокированном гидротрансформаторе.

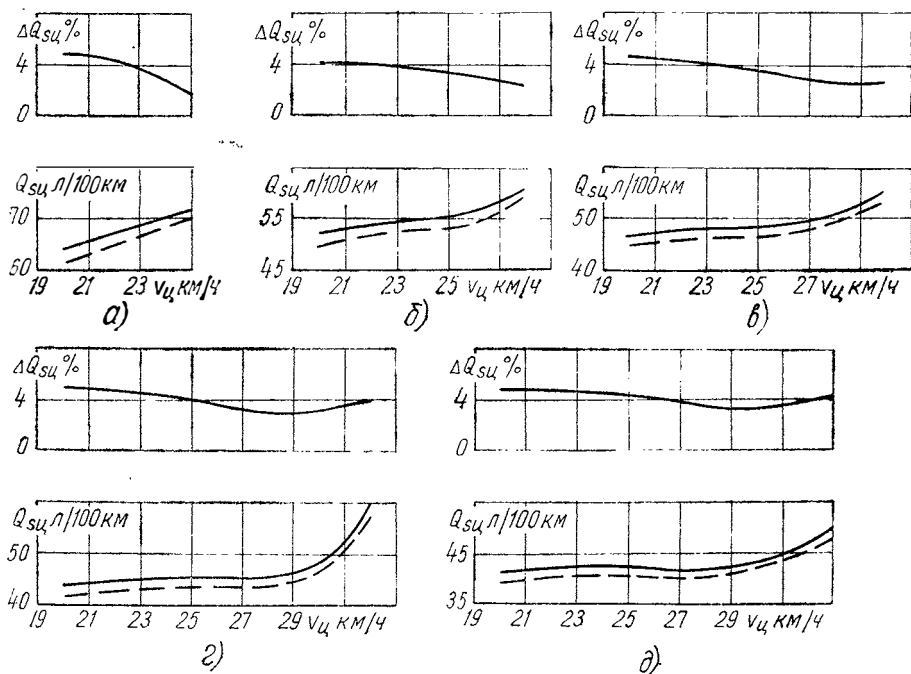


Фиг. 5. Универсальная топливная характеристика автобуса ЛАЗ-695Ж с гидротрансформатором ЛГ-340-3А

На фиг. 5 представлена характеристика автобуса с гидротрансформатором ЛГ-340-3А. В правом квадранте показана средняя скорость $v_{ц}$ в зависимости от путей циклов $S_{ц}$ и конечных скоростей разгона v_p . Верхняя огибающая кривая 1 характеризует средние скорости, рассчитанные в циклах, не имеющих фаз установившегося движения. Нижняя кривая 2 отражает изменение средних скоростей, в которых удельное значение фазы установившегося движения является наибольшим, а фаза замедления отсутствует. В левом квадранте представлен расход топлива в зависимости от пути цикла $S_{ц}$, средней скорости $v_{ц}$ и конечной скорости разгона v_p . Огибающая кривая AB характеризует средние расходы топлива в циклах, не имеющих фазы установившегося движения. Нижняя кривая CD отражает изменение средних расходов топлива в циклах, в которых фаза замедления отсутствует, а удельное значение фазы установившегося движения является наибольшим.

Полученная универсальная топливная характеристика имеет самостоятельную ценность, так как позволяет определить конечную скорость разгона, при которой достигается наибольшая топливная экономичность. Так, например, при $S_{ц} = 1000$ м наименьший расход топлива в цикле будет при разгоне до скорости 30 км/ч.

На фиг. 6 показаны результаты сравнения расходов топлива автобусом ЛАЗ-695Ж с каждым из двух гидротрансформаторов. Построение проведено для циклов со значением $S_{ц} = 200, 300, 400, 500$ и 600 м.



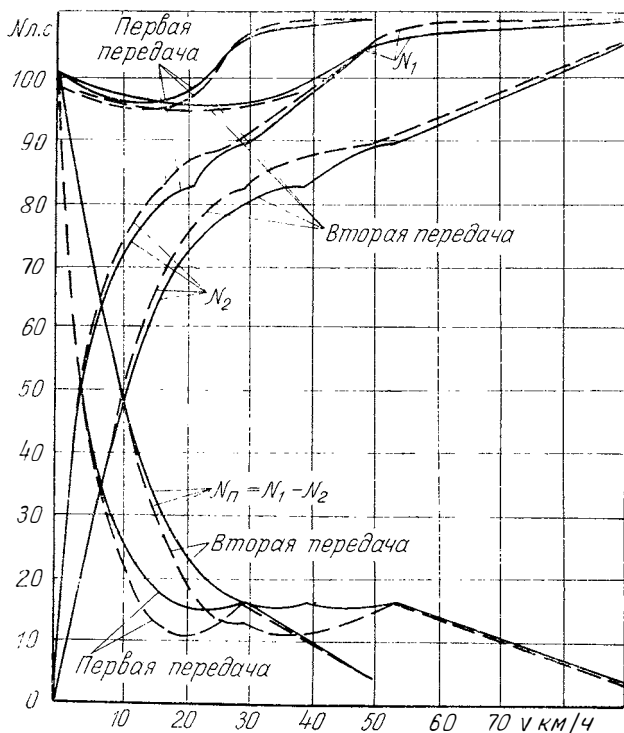
Фиг. 6. Результаты сравнения топливной экономичности автобуса ЛАЗ-695Ж при эксплуатации с гидротрансформаторами ЛГ-340-3А (сплошная линия) и ЛГ-340-43В (пунктир); ΔQ_{su} — разница в расходах топлива, %:

а — $S_{ц} = 200$ м; б — $S_{ц} = 300$ м; в — $S_{ц} = 400$ м; г — $S_{ц} = 500$ м; д — $S_{ц} = 600$ м

Из графиков видно, что автобус с гидротрансформатором ЛГ-340-43В, имеющий улучшенные характеристики по сравнению с серийным гидротрансформатором ЛГ-340-3А, будет экономичнее на 3—5%.

Следует отметить, что мощность потерь, затрачиваемая на нагрев рабочей жидкости в новом гидротрансформаторе ЛГ-340-43В меньше, чем в серийном гидротрансформаторе ЛГ-340-3А. На фиг. 7 показано изменение мощности на насосном N_1 и турбинном N_2 ко-

лесах обоих гидротрансформаторов, а также представлена разность между ними N_{π} , затрачиваемая на нагрев рабочей жидкости. Тепло от нее отводится частично через теплообменник, частично вентиляторными лопатками, установленными на насосном колесе 1. Последние, как известно, отводят примерно до 20% тепла.



Фиг. 7. Мощностные характеристики автобуса ЛАЗ-695Ж и потери в гидротрансформаторах ЛГ-340-3А (сплошные линии) и ЛГ-340-43В (пунктир). Мощность на насосном колесе N_1 ; мощность на турбинном колесе N_2 ; потери мощности N_{π}

Из графиков видно, что в основном рабочем диапазоне скоростей автобуса от 10 до 50 км/ч в гидротрансформаторе ЛГ-340-43В в тепло (на нагрев) отводится меньшая мощность, чем в гидротрансформаторе ЛГ-340-3А. Разница достигает 40%, а в основной рабочей зоне составляет в среднем 25—30%. Следует полагать, что уменьшение потерь мощности в гидротрансформаторе ЛГ-340-43В позволит отказаться от лопаток обдува. Уменьшение вентиляторных потерь повысит к. п. д. всей трансмиссии примерно на 1—1,5%. Таким образом, в целом автобус с новым гидротрансформатором будет экономичнее на 4—6%.

С целью проверки выводов теоретического исследования влияния характеристик гидротрансформатора на тягово-скоростные качества и топливную экономичность городского автобуса были проведены сравнительные лабораторно-дорожные испытания на автомобильном полигоне НАМИ.

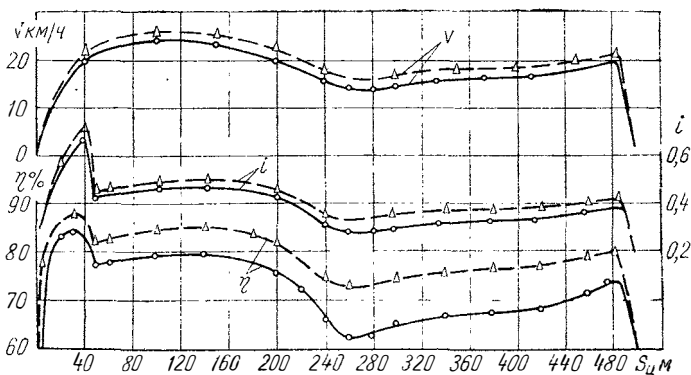
На автобус ЛАЗ-695Ж последовательно устанавливались гидротрансформаторы ЛГ-340-3А и ЛГ-340-43В. Автобус испытывался с каждым гидротрансформатором на горизонтальной (динамометрической) дороге, на скоростной дороге с переменным продольным профилем и на подъеме крутизной 5—8%. На осциллограмму записывались скорость, время, путь, обороты двигателя.

На динамометрической дороге сравнение скоростных качеств проводилось в фазе разгона с места. Из сравнения экспериментальных данных, показанных точками и ромбами (см. фиг. 3), видно, что автобус с гидротрансформатором ЛГ-340-43В имеет лучшие скоростные качества, чем автобус с серийным гидротрансформатором, на 3—5%, что согласуется с расчетными данными. Сравнение по топливной экономичности осуществлялось в соответствии с требованиями условий сравнимости в циклах $S_{ц} = 500$ м. Средняя скорость цикла при этом составила 32,6 км/ч. Результаты эксперимента подтвердили вывод, сделанный при сравнении универсальных топливных характеристик: гидротрансформатор с улучшенными параметрами ЛГ-340-43В снижает расход топлива на 4%.

При испытании автобуса на подъеме переменного продольного профиля сравнение проводилось только по скоростным качествам. Расстояние между остановками, как и при испытании на динамометрической дороге, было принято 500 м. Запись на осциллограмму скорости движения и оборотов двигателя позволила рассчитать передаточное отношение в гидротрансформаторе i и по характеристике $\eta = f(i)$ определить его к. п. д. Из фиг. 8 видно, что гидротрансформатор ЛГ-340-43В работал большую часть пути в зоне, более близкой к максимальному к. п. д., чем гидротрансформатор ЛГ-340-3А, т. е. при больших передаточных отношениях i . Следовательно, увеличение к. п. д. гидротрансформатора не только уменьшает потери в нем самом, но и способствует смещению рабочих режимов в область больших передаточных отношений i , где к. п. д. гидротрансформатора высокий. При этом у автобуса с экспериментальным гидротрансформатором средняя скорость на подъеме увеличилась на 10%.

Отмеченное свойство гидротрансформатора отчетливо проявилось на скоростной дороге автомобильного полигона при сравнении по топливной экономичности. Результаты эксперимента показали, что автобус с гидротрансформатором ЛГ-340-43В экономичнее автобуса с серийным гидротрансформатором ЛГ-340-3А на 6—8%, что превосходит разницу по топливной экономичности, полученную на горизонтальной дороге.

На основании теоретического и экспериментального исследования влияния характеристик гидротрансформаторов ЛГ-340-3А и



Фиг. 8. Параметры движения автобуса ЛАЗ-695Ж на подъеме с гидротрансформатором ЛГ-340-3А (сплошные линии), с гидротрансформатором ЛГ-340-43В (пунктир)

ЛГ-340-43В, в частности его к. п. д., на тягово-скоростные качества и топливную экономичность городского автобуса можно сделать следующие выводы:

1. Применение гидротрансформатора ЛГ-340-43В с улучшенной характеристикой повышает среднюю скорость движения в цикле на горизонтальной дороге до 2% и при движении на подъеме до 5—8%.

2. Гидротрансформатор ЛГ-340-43В улучшает топливную экономичность автобуса при движении на горизонтальной дороге до 4%, при движении на подъеме средней крутизны и на дороге переменного профиля до 8%.

3. Гидротрансформатор ЛГ-340-43В можно рекомендовать к производству на Львовском автобусном заводе вместо гидротрансформатора ЛГ-340-3А.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дзядык М. Н. и др. Гидромеханическая передача автобуса. М., «Транспорт», 1968.
2. Лурье М. И., Токарев А. А. Скоростные качества и топливная экономичность автомобиля. М., «Машиностроение», 1967.
3. Трусов С. М. Семейство гидротрансформаторов с улучшенными характеристиками для грузовых автомобилей и автобусов. «Автомобильная промышленность», 1965, № 8.
4. Трусов С. М., Алешин В. В. Расчет динамических и экономических показателей автомобиля с гидромеханической передачей в процессе разгона. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 128, 1971.
5. Чередниченко Ю. И. О методах расчета экономических характеристик с гидропередачей. «Автомобильная промышленность», 1962, № 7.
6. Эткин Д. М. Техничко-экономические вопросы выбора типа и мощности двигателя для городских автобусов. «Автомобильная промышленность», 1970, № 6.

Канд-ты техн. наук О. И. Гируцкий, Н. Д. Мазалов

ВЛИЯНИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОХОДИМОСТЬ ПОЛНОПРИВОДНОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В последнее время гидромеханические передачи получают все большее распространение на грузовых автомобилях, в том числе и на автомобилях повышенной проходимости.

Оценка влияния гидромеханической передачи на повышение проходимости полноприводного автомобиля, имеющего полный вес 13,2 т, представляет значительный интерес, поскольку указанные вопросы изучены еще не достаточно полно. Так как нет еще пока общепринятого критерия безотносительной оценки проходимости двух автомобилей, оборудованных различными агрегатами, в частности трансмиссиями, поэтому обычно проводят сравнительные испытания двух автомобилей, т. е. во всех опытах и заездах одновременно испытывается автомобиль с серийным агрегатом [2].

На испытываемых автомобилях были установлены двигатели мощностью 220 л. с. при 3000 об/мин. Перед испытаниями была проведена регулировка топливной аппаратуры автомобилей в стендовых условиях таким образом, что оба двигателя развивали одинаковую мощность и имели равные расходы топлива.

Один из автомобилей был оборудован механической трансмиссией (МТР), состоящей из синхронизированной пятиступенчатой механической коробки передач и двухступенчатой раздаточной коробки передач. Диапазон изменения передаточных чисел коробки передач, равный отношению передаточных чисел низшей и высшей ступеней, составлял 7,93, диапазон раздаточной коробки передач — 1,65, а суммарный диапазон механической трансмиссии — 13,1.

На другом автомобиле была установлена экспериментальная гидромеханическая передача (ГМП), разработанная в НАМИ и позволявшая получать четыре ступени для движения вперед и две

ступени заднего хода, одновременно она являлась и раздаточной коробкой передач.

Гидротрансформатор имел максимальный коэффициент трансформации $k_0=3,12$, коэффициент трансформации гидротрансформатора в рабочей зоне при к. п. д. 80% был равен 2,0. Диапазон изменения передаточных чисел механического редуктора гидромеханической передачи достигал 6,42, а полный диапазон — 12,84. Таким образом, сравниваемые автомобили имели примерно одинаковый диапазон изменения передаточных чисел трансмиссии: у механической — 13,1, у гидромеханической — 12,84. При движении в тяжелых условиях максимально возможный полный диапазон ГМП может быть увеличен до 19,9 (при $k_0=3,12$).

При движении по труднопроходимым участкам дорог и испытательным трассам определенной длины на ленту осциллографа К12—21 фиксировались следующие параметры:

- 1) время протекания процессов;
- 2) обороты ведущих колес автомобиля;
- 3) крутящий момент;
- 4) расход топлива.

Производилась также отметка включенной передачи в ГМП.

Кроме этого, в условиях бездорожья производилось определение максимальной свободной силы тяги на крюке, предельной проходимости по методу «пройдет — не пройдет» на участках тяжелого бездорожья, преодоление подъемов и глубины колеи.

Замер времени осуществлялся секундомером, а на ленте осциллографа оно фиксировалось с помощью электрочасов МЧ-62. Обороты ведущих колес записывались от индуктивных датчиков оборотов, установленных на мостах автомобиля. Крутящий момент замерялся с помощью стандартных тензометрических датчиков с базой 25 мм и сопротивлением 200 Ом, наклеенных на полуосях, и комплекса усилительной аппаратуры, включающей усилитель ТА-5 и преобразователь постоянного тока в переменный ППР-120. Сигнал от датчиков к усилителю передавался через ртутные амальгамированные токосъемники. Для расхода топлива использовался прибор «Кинцле» (KVZ), присоединенный к системе питания двигателя и позволяющий осуществлять или запись на осциллографе, или его непосредственный замер. Запись отметки включенной ступени в ГМП осуществлялась с помощью группы сопротивлений, подключенных к системе управления ГМП и к осциллографу.

Замеренные величины позволили оценить сравнительную проходимость по следующим параметрам: средней технической скорости движения, величине запаса по свободной силе тяги, степени буксования ведущих колес. Средняя скорость движения определялась как отношение длины преодолеваемого участка ко времени движения, а запас по свободной силе тяги — зависимостью $\alpha = \frac{A}{A'}$, где A и A' — свободные силы тяги автомобиля соответственно с ГМП и МТР.

Для сравнительной оценки влияния гидропередачи на буксование колес использовался коэффициент β , предложенный в работе [3]:

$$\beta = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} = \frac{1 - \frac{n_T}{n_d'}}{1 - \frac{n_T}{n_d}},$$

где ε и ε' — степени буксования ведущих колес автомобиля соответственно с ГМП и МТР;

n_d и n_d' — фактические числа оборотов ведущих колес при прохождении участка длиной L соответственно с ГМП и МТР;

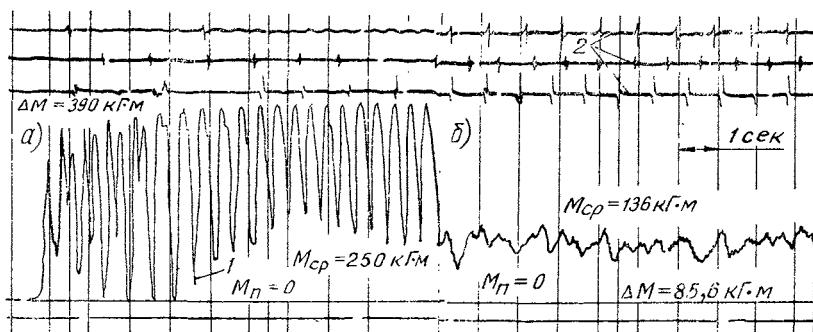
n_T — теоретическое число оборотов ведущих колес при прохождении участка длиной L и отсутствии буксования, т. е. $n_T = \frac{L}{2\pi R}$.

Одним из важнейших факторов, определяющих проходимость автомобиля по мягким грунтам, является обеспечение возможности плавного трогания автомобиля с места и равномерного движения. Это требование может выполнить только автомобиль, оборудованный ГМП. Благодаря гидротрансформатору, обеспечивающему автоматическое изменение режима работы в зависимости от условий движения, достигается широкий диапазон изменения крутящего момента при движении на выбранной передаче. Это позволяет уменьшить число переключений передач в тяжелых дорожных условиях и способствует исключению дополнительных возмущений, приводящих к возникновению крутильных колебаний в трансмиссии и колебаний угловой скорости ведущих колес.

Таким образом, у автомобиля, оборудованного гидромеханической передачей, повышение проходимости достигается за счет плавного нарастания тягового усилия при трогании с места, бесступенчатого автоматического изменения передаточного числа на данной ступени в трансмиссии за счет гидротрансформатора и сглаживания пульсаций крутящего момента, передаваемого к ведущим колесам, т. е. уменьшения их динамического воздействия на грунт.

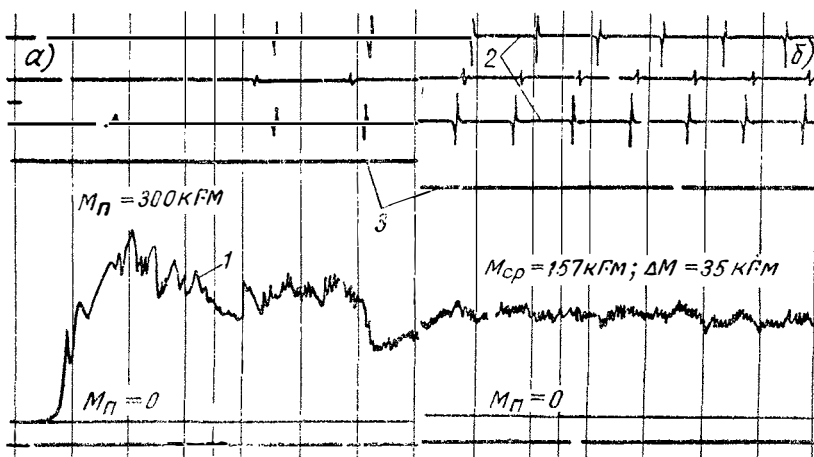
У автомобиля, оборудованного механической ступенчатой трансмиссией, крутящий момент на каждой передаче может изменяться при фиксированном дросселе только за счет приспособляемости двигателя на небольшую величину (5—25%). Кроме того, резкие динамические нагрузки в трансмиссии вызывают колебания угловой скорости колес, что приводит к разрушению грунта в зоне контакта шины с дорогой, увеличению глубины колес, а следовательно, и силы сопротивления движению. Прочность самого грунта при динамической нагрузке, как известно, в 1,5—2,0 раза меньше прочности грунта при статической нагрузке [4]. Это также ухудшает сцепные качества автомобиля, так как может привести к срыву грунта и буксованию.

Для иллюстрации вышесказанного на фиг. 1, а и б и 2, а и б показаны осциллограммы записи процесса интенсивного трогания автомобиля с механической и гидромеханической передачами на песке.



Фиг. 1. Осциллограмма записи параметров автомобиля с МТР (песок):
а — интенсивное трогание на первой передаче; б — движение на второй передаче

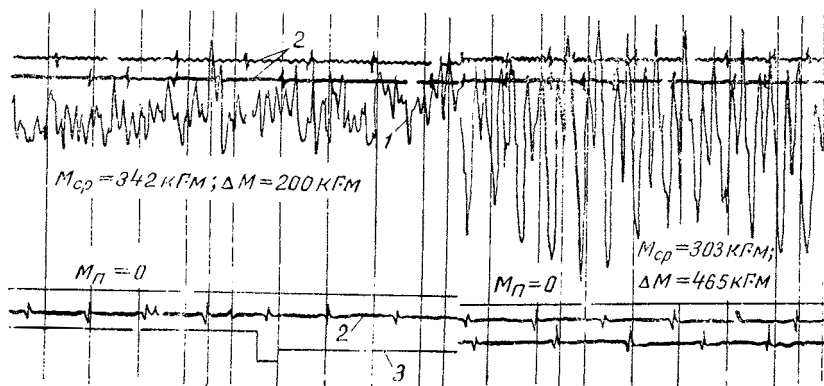
Как видно, даже интенсивное трогание у автомобиля с ГМП происходит с незначительными изменениями крутящего момента на полуоси ($M_{п}$ — момент на полуоси, линия 1), в то время как у автомобиля с МТР наблюдаются существенные колебания крутящего момента от нуля до его максимального значения, т. е. происходит срыв грунта в зоне контакта.



Фиг. 2. Осциллограмма записи параметров автомобиля с ГМП (песок):
а и б — те же, что и для фиг. 1

Показано также, что при движении автомобиля по песку в одинаковых условиях с примерно равной скоростью колебания крутящего момента ΔM у автомобиля с МТР больше в 2,45 раза, чем у автомобиля с ГМП, и равны соответственно 35,0 и 85,6 кг·м. Кроме этого, на фиг. 1,а и б и 2,а и б показаны отметка каждого оборота колес ведущих мостов автомобиля (линии 2) и отметка включенной передачи в ГМП (линии 3).

При движении с буксованием по снегу также наблюдаются существенные преимущества автомобиля с гидротрансформатором в отношении уменьшения колебаний крутящего момента на полуосях автомобиля (фиг. 3), составляющих соответственно $\Delta M = 200$ и $\Delta M = 465$ кг·м.

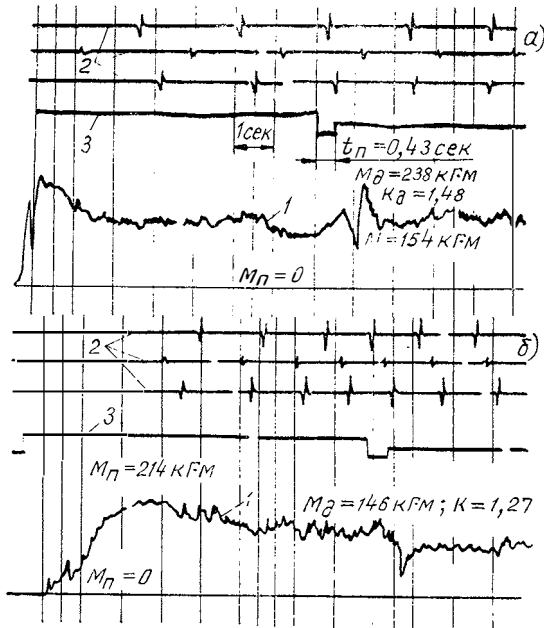


Фиг. 3. Оциллограмма записи процесса движения с буксованием при движении автомобиля с ГМП (слева) и МТР (справа) по снегу на второй передаче

Таким образом, улучшение плавности трогания и плавности движения у автомобиля с ГМП является особенно ощутимым. Еще одним фактором, существенно влияющим на проходимость автомобиля, являются процессы переключения передач. На испытываемых автомобилях гидромеханическая передача обеспечивала переключенные передачи без разрыва потока мощности, что позволило получить постоянную силу тяги на колесах автомобиля. Разрыв потока мощности в механической трансмиссии при переключении передач составляет 1,6—1,8 сек. За это время автомобиль теряет скорость движения и может даже остановиться. Потеря скорости за время переключения передач приближенно, без учета сопротивления воздуха и потерь в трансмиссии при выбеге, может быть определена по следующей формуле [1]:

$$\Delta v = \frac{3,6gf\Delta t}{\delta_n},$$

где δ_n — коэффициент учета инерции вращающихся масс при движении накатом ($\delta_n = 1,05$);
 f — коэффициент сопротивления движению;
 Δt — время разрыва потока мощности при переключении передач;
 g — ускорение силы тяжести.



Фиг. 4. Осциллограмма записи процессов переключения передач автомобиля с ГМП (песок):

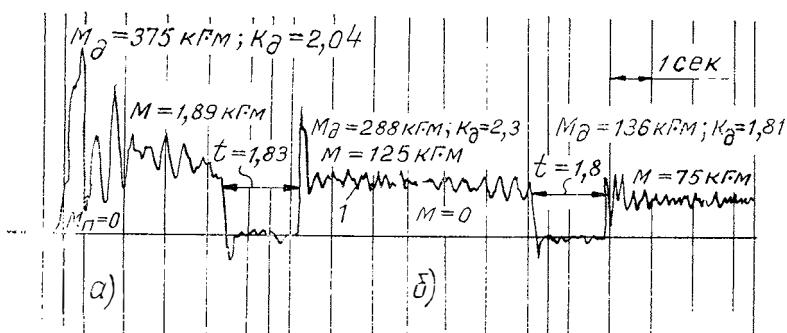
a — трогание на первой передаче и переключение на вторую передачу; *б* — трогание на третьей передаче и переключение на четвертую передачу

Так, например, при движении по песку с коэффициентом сопротивления движению $f=0,15$ и временем разрыва потока мощности при переключении ступеней $\Delta t=1,8$ сек потеря скорости составит $\Delta v=9,05$ км/ч. При движении со скоростью порядка 10 км/ч при переключении со второй на третью передачи автомобиль практически остановится.

На фиг. 4 и 5 показаны осциллограммы переключения передач с МТР и ГМП.

Как видно, крутящий момент на полуоси у автомобиля с гидромеханической передачей в процессе переключения передач изменяется в незначительных пределах, в то время как с механической

он снижается до нуля, и время разрыва потока мощности равно примерно 1,8 сек. Переключение передач без разрыва потока мощности в гидромеханической передаче достигалось за счет перекрытия по времени включения передач, в частности, низшая передача выключалась через некоторое время после включения высшей передачи (см. фиг. 4, линия 3), где время перекрытия $t_{\pi}=0,43$ сек. Таким образом, у автомобиля с гидромеханической передачей основные оценочные параметры проходимости из-за влияния вышеуказанных факторов должны быть выше.



Фиг. 5. Оциллограмма записи процессов переключения передач автомобиля с МТР (динамометрическая дорога):

а — трогание на второй передаче и переключение на третью передачу; б — переключение с третьей на четвертую передачу

Средняя скорость движения определялась при заездах в различных условиях. Так, в табл. 1 приведены результаты испытаний при движении по песку. Кроме абсолютной величины показателей, в табл. 1, 2 и 3 приведено относительное значение этих показателей с ГМП как частное от их деления на показатель автомобиля с МТР при тех же условиях.

Таблица 1

Заезды	Автомобиль с передачами						$\frac{v_{\text{ср}}}{v'_{\text{ср}}}$ %
	МТР			ГМП			
	L' м	t' сек	$v'_{\text{ср}}$ км/ч	L м	t сек	$v_{\text{ср}}$ км/ч	
1	500	121	14,85	500	118,6	15,15	102,0
2	500	126	14,28	500	112,0	16,05	112,5
3	500	132	13,65	500	114,0	15,75	115,2
4	500	134	13,40	500	118,8	15,13	113,0
5	500	139	12,95	500	126,0	14,30	110,5
6	500	147	12,25	500	135,0	13,35	109,0

Таблица 2

Заезды	Автомобиль с передачами						$\frac{v_{cp}}{v'_{cp}}$ %
	МТР			ГМП			
	L' м	t' сек	v'_{cp} км/ч	L м	t сек	v_{cp} км/ч	
1	420	129,5	11,70	420	108,0	14,00	119,5
2	420	167,5	9,02	420	113,5	13,31	147,5
3	500	539,0	3,34	500	362,0	4,97*	149,0
4	500	169,3	10,70	500	140,0	12,85	120,0
5	500	303,9	5,93	500	173,5	10,40	175,5

* Движение с отходом назад.

Режимы трогания, разгона и движения автомобилей при заездах на испытательных трассах были форсированными с максимально возможной скоростью движения. Различное время движения по заездам получено из-за различного состояния грунта на испытательной трассе. Сравнительные заезды двух автомобилей осуществлялись параллельно, т. е. условия движения были практически одинаковыми. После каждого заезда водители менялись автомобилями для исключения влияния их квалификации на результаты. Переключение передач в гидромеханической передаче осуществлялось автоматически в зависимости от скорости движения автомобиля и положения педали дросселя, в механической — водителем в зависимости от условий движения и возможности переключения передач без остановки автомобиля. Средняя скорость движения по сумме всех заездов для автомобиля с МТР была равна 13,55 км/ч и для автомобиля с ГМП — 14,95 км/ч, т. е. на 10,1% выше.

Таблица 3

Заезды	Автомобиль с передачами								$\beta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon'}$
	МТР				ГМП				
	n_{II}'	n_{III}'	n_{IV}'	$\varepsilon' \cdot 10^3$	n_{II}	n_{III}	n_{IV}	ε %	
$L = 500$ м (песок)	136,5	149,0	142,75	9,4	131	139	135	4,0	2,3
$L = 420$ м (снег)	117,0	125,5	121,30	10,2	115	113	114	4,6	2,2

В табл. 2 приведены результаты подобных испытаний в условиях снежного бездорожья, причем глубина снега (плотного, слежавшегося) составляла 0,6—1,0 м, а средняя скорость движения для автомобиля с МТР — 8,13 км/ч и для автомобиля с ГМП — 10,27 км/ч, т. е. выше на 26%.

На фиг. 6 показано увеличение средней скорости автомобиля с ГМП в зависимости от средней скорости движения автомобиля с МТР при испытаниях в различных условиях бездорожья (снег, песок, слабые болотистые грунты).

Степень буксования определялась при заездах по песку и снежному бездорожью. Осредненные результаты этих испытаний приведены в табл. 3. (Здесь n_1 , n_2 — число оборотов ведущих колес соответственно передних и задних мостов автомобиля, n_1 — средние фактические обороты колес при прохождении участка длиной L .)

Как видно из табл. 3, степень буксования в среднем при движении по песку и снегу у автомобиля с МТР была выше в 2,35 и 2,22 раза соответственно, чем у автомобиля с ГМП.

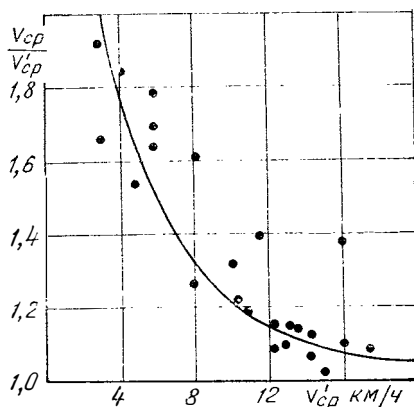
Определение глубины колеи производилось при движении по песку и снегу. В связи с тем, что абсолютная величина степени буксования при испытаниях не превышала 10—13% для автомобиля с МТР и 4—5% — для автомобиля с ГМП, то значительной разницы в глубине колеи не было зафиксировано, т. е. степень буксования не достигла тех значений (50—70%), когда ее влияние на колееобразование становится значительным [3]. Так, в частности, при движении по влажному песку глубина колеи задних колес составляла 11,5 и 13,0 см, при движении по снегу — 47 и 50 см соответственно для автомобилей с ГМП и МТР, т. е. разница составляла не более 5—10% в пользу ГМП.

Расход топлива определялся на участках определенной длины при движении с постоянной скоростью. Так, в частности, при движении по песку расход топлива у автомобиля с МТР был выше на 10%, чем с ГМП (соответственно 2,75 и 2,50 л на участке длиной 500 м). Аналогичные результаты были получены и при движении по снегу (2,5 и 2,3 л на участке длиной 420 м).

Объясняется это следующими факторами:

— во-первых, степень буксования (как видно из табл. 3) у автомобиля с МТР была больше, поэтому энергия, затрачиваемая на деформацию грунта, и, по существу, абсолютное число оборотов ведущих колес были больше у автомобиля с МТР на 5—6%;

— во-вторых, поскольку степень буксования у автомобиля с МТР и динамические нагрузки на грунт были больше, чем у ГМП,



Фиг. 6. Увеличение средней скорости движения автомобиля с ГМП в тяжелых дорожных условиях:

v'_{cp} и v_{cp} — максимально возможная средняя скорость движения автомобиля соответственно с МТР и ГМП

это приводило к дополнительному углублению колеи (на 5—10%) и увеличению сопротивления движению, а следовательно, к большей затрате мощности и к увеличению расхода топлива.

Определение максимальной свободной силы тяги на крюке производилось с помощью динамометра, закрепленного между испытываемым и буксируемым автомобилями, при движущемся испытываемом автомобиле. Другой автомобиль в этом случае использовался в качестве тормозящего средства.

Т а б л и ц а 4

Грунт	Автомобиль с передачами		$\alpha = \frac{A}{A'}$
	МТР	ТМП	
	A'	A	
Песок	2300	2700	1,175
Снег	2500	2900	1,160

Результаты испытаний при движении по снегу и песку приведены в табл. 4.

Повышение свободной силы тяги у автомобиля с ГМП объясняется его лучшими сцепными качествами с грунтом благодаря плавному приложению крутящего момента к колесам. Автомобиль с МТР при увеличении торможения буксируемого автомобиля начинал буксовать и «зарываться» колесами в грунт. Свободная сила тяги фиксировалась для движущихся со скоростью 2—5 км/ч автомобилей.

Определение предельной проходимости по методу «пройдет — не пройдет» производилось в тяжелых дорожных условиях путем многочисленных заездов. В 80% случаев автомобиль с ГМП проходил контрольный участок с небольшой скоростью (порядка 5 км/ч), но без остановок, в то время как автомобиль с МТР проходил без остановок этот же участок только в 10% случаев.

Т а б л и ц а 5

Способ преодоления контрольного участка автомобилем	Случаи преодоления контрольного участка автомобилем с передачами в %	
	ГМП	МТР
Прошел без остановок	80	10
Прошел с одним отходом назад	20	20
Прошел с использованием раскочки и несколькими отходами назад	—	70
Не прошел	—	—

В табл. 5 приведены способы преодоления контрольного участка автомобилем с ГМП и МТР в тяжелых дорожных условиях (50 заездов).

Из данных табл. 5 следует, что автомобиль с ГМП даже в тяжелых дорожных условиях сохраняет способность двигаться без

остановок, без отхода автомобиля назад для пробивания колеи. В конечном итоге это повышает среднюю скорость движения, улучшает технические показатели автомобиля, снижает расход топлива.

Преодоление подъемов. Испытания на подъемах производились в зимнее время при движении автомобиля по снежной целине с глубиной снежного покрова 0,4—0,5 м. Опыты по преодолению заснеженных подъемов характеризуют уровень предельной проходимости автомобилей с различными передачами по снегу.

Автомобиль с МТР преодолевал подъемы крутизной $11^{\circ}15'$, однако подъемы с большими углами он преодолевать не мог, так как наступало буксование. Движение с отходом назад и пробиванием колеи практически мало способствовало улучшению проходимости на подъемах.

Автомобиль с ГМП преодолевал в тех же условиях подъемы крутизной $13^{\circ}15' - 13^{\circ}30'$, т. е. подъемы в 1,18—1,20 раза большей крутизны.

Преодоление единичных препятствий. Во время проведения испытаний по преодолению единичных препятствий было установлено, что максимальная высота преодолеваемого препятствия на дороге с твердым покрытием равна 0,8 радиуса колеса и оба сравниваемых автомобиля обладают в этом отношении одинаковыми качествами.

Автоматическое переключение ступеней в ГМП существенно облегчает управление автомобилем при движении в трудных дорожных условиях и по пересеченной местности. При этом водитель может больше внимания уделять управлению непосредственно автомобилем (что способствует повышению безопасности движения), которое вполне доступно даже для водителя низкой квалификации. Это, кстати, является одним из факторов, повышающих среднюю скорость движения автомобиля с ГМП.

При выполнении маневров автомобиля на песке, снегу или других тяжелых условиях, когда повернутые передние колеса, а также идущие по новой колее колеса средних и задних мостов создавали повышенные дорожные сопротивления, преимущества автомобиля с ГМП были неоспоримы, в то время как у автомобиля с МТР часто приходилось наблюдать сильное буксование или даже потерю проходимости, когда автомобиль должен был двигаться с отходом назад для «пробивания колеи».

Результаты проведенных испытаний показывают, что применение ГМП на автомобиле повышенной проходимости при его движении в тяжелых дорожных условиях увеличивает среднюю скорость, свободную силу тяги и улучшает предельную проходимость, одновременно при этом уменьшается степень буксования ведущих колес автомобиля, глубина колеи и расход топлива и снижаются нагрузки в трансмиссии.

Все это подтверждает целесообразность применения ГМП на полноприводных грузовых автомобилях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобилей. М., «Машиностроение», 1966.
 2. Коротыношко Н. И., Шуклин С. А., Эзрохи Х. Л. О влиянии некоторых конструктивных параметров на проходимость полноприводных автомобилей. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.
 3. Ягант А. И. и др. Влияние гидротрансформатора на повышение проходимости автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1959, № 11.
 4. Бобков Б. Ф. и др. Грунтоведение и механика грунтов. М., Дориздат, 1950.
-

Проблемы надежности и долговечности автомобильных дизелей. Долецкий В. А. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 3—16.

Освещается опыт работы Ярославского моторного завода по повышению надежности и долговечности автомобильных дизелей.

Экономическая эффективность от увеличения ресурса двигателей ЯМЗ с 3 до 6 тыс. моточасов с учетом дополнительных затрат в производстве составила за 1965—1970 гг. 336,2 млн. руб.

Фигур 6.

УДК 621.436

Опыт развития конструкции двигателей ЯМЗ. Резников М. Л. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 17—28.

Освещается опыт Ярославского моторного завода по развитию конструкции дизельных двигателей.

Степень унификации шести- и восьмицилиндровых двигателей достигает 93% по всем деталям и до 100% по наиболее изнашивающимся массовым деталям.

Работы, проведенные по доводке рабочего процесса двигателей, обеспечили им стабильные высокие мощностные и экономические показатели.

Фигур 6.

УДК 629.113-585.22.001.2

Расчет осредненного осесимметричного течения в проточной части гидротрансформатора (с использованием полуфиксированной сетки). Выборнов Э. П. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 29—49.

Приведено решение прямой задачи осредненного осесимметричного течения в проточной части гидротрансформатора с использованием полуфиксированной системы координат. Показано, что некоторое усложнение расчетных зависимостей, происходящее при замене нефиксированной сетки полуфиксированной, сочетается с упрощением перехода к расчету последующего приближения, так как при этом отпадает необходимость в построении новых ортогоналей. Вместе с тем возможность избежать при использовании полуфиксированной системы координат сложных геометрических построений новых ортогоналей и линий тока позволяет упростить задачу создания алгоритма расчета осредненного осесимметричного течения для ЭЦВМ.

При решении системы дифференциальных уравнений, позволяющей определить градиенты относительных скоростей в отдельных межколесных зазорах гидротрансформатора, использован графический метод, применение которого сокращает объем вычислительной работы и придает решению необходимую наглядность.

Таблиц 1. Фигур 6. Библиографий 8.

УДК 629.113-585.22.001.2

Расчет осевых сил в комплексных гидротрансформаторах. Выборнов Э. П., Трусов С. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 50—79.

Приводится методика расчета характеристик осевых сил в комплексных гидротрансформаторах $\lambda_a = f(i)$ по заданным геометрическим параметрам и внутренним характеристикам гидротрансформатора.

В отличие от уже известных работ по расчету осевых сил в гидротрансформаторах предлагается ряд уточнений для определения давлений во внутренней полости гидротрансформатора. В частности, приводятся расчетные данные для определения давлений в полостях между колесами гидротрансформатора, учитывающие изменение скорости вращения жидкости, вызванное наличием радиальных протечек в этих полостях. Показано, что данными расчетными зависимостями прежде всего необходимо пользоваться при расчете осевых сил, действующих на боковые поверхности полости между крышкой насосного колеса и диском турбинного.

Проведенное сравнение расчетных и экспериментальных данных по осевым силам и давлениям в межколесных зазорах позволило проанализировать изменение средних значений скоростей вращения жидкости в полости между крышкой насосного колеса и диском гурбинного в зависимости от режима работы гидротрансформатора и некоторых конструктивных особенностей полости.

В работе также приводятся данные об осевых силах как для тягового режима, так и для обратимого режима работы гидротрансформатора.

Фигур 11. Библиографий 9.

УДК 629.114.5.001.42

Исследование влияния к. п. д. гидротрансформатора на динамику и топливную экономичность городского автобуса. Алешин В. В., Трусов С. М. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 80—89.

Приводятся результаты теоретического и экспериментального исследования эксплуатационных свойств городского автобуса ЛАЗ-695Ж с двумя гидротрансформаторами. Гидротрансформаторы отличаются между собой характеристиками к. п. д.

Излагается метод расчета универсальной топливной характеристики, использованной для сравнения вариантов автобусов по топливной экономичности.

В результате исследования установлены определенные количественные зависимости, оказывающие влияние на тягово-скоростные качества автобуса и его топливную экономичность в разнообразных условиях эксплуатации.

Фигур 8. Библиографий 6.

Влияние гидромеханической передачи на проходимость полноприводного грузового автомобиля. Гируцкий О. И., Мазалов Н. Д. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 139. М., 1972, стр. 90—101.

Приводятся результаты экспериментального исследования проходимости полноприводного грузового автомобиля, оборудованного механической и гидромеханической передачами.

Применение гидромеханической передачи при движении автомобиля в тяжелых дорожных условиях увеличивает среднюю скорость движения, свободную силу тяги и улучшает предельную проходимость, одновременно при этом уменьшается степень буксования ведущих колес автомобиля, глубина колеи и расход топлива и снижаются нагрузки в трансмиссии.

Таблиц 5. Фигур 6. Библиографий 3.

СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Д о л е ц к и й. Проблемы надежности и долговечности автомобильных дизелей	3
М. Л. Р е з н и к о в. Опыт развития конструкции двигателей ЯМЗ	17
Э. П. В ы б о р н о в. Расчет осредненного осесимметричного течения в проточной части гидротрансформатора (с использованием полужесткой сетки)	29
Э. П. В ы б о р н о в, С. М. Т р у с о в. Расчет осевых сил в комплексных гидротрансформаторах	50
В. В. А л е ш и н, С. М. Т р у с о в. Исследование влияния к. п. д. гидротрансформатора на динамику и топливную экономичность городского автобуса	79
О. И. Г и р у ц к и й, Н. Д. М а з а л о в. Влияние гидромеханической передачи на проходимость полноприводного грузового автомобиля	89
Рефераты статей	101

Труды НАМИ, вып. 139

Ответственный редактор И. С. Лунев

Научные редакторы: Н. Д. Мазалов, А. Н. Шерстюк, Н. С. Ханин

Редакторы: Л. А. Григорьева, В. Р. Ворон

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: Р. М. Журавлева, О. А. Шавырина

Л 88007. Подп. к печ. 4/1-73 г. Форм. бум. 60×90₁₆. Печ. л. 6,75 + 2 вкл.

Уч.-изд. л. 6,93. Зак. 740. Тир. 800. Цена 48 коп.

Типография НАМИ, Москва, А-438, Автомоторная, ул., 2.

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
26	26-я сверху	аммиактное	аммиакатное
63	6-я сверху	формуле	форме
68	Фиг. 5	Нижняя сплошная линия — 1	Нижняя сплошная линия — 2
68	6-я снизу	λ_{PH}	λ_{PH}
95	Фиг. 5	$M = 1,89 \text{ кг}\cdot\text{м}$	$M = 189 \text{ кг}\cdot\text{м}$
96	Табл. 2, 4-й столбец	3,34	3,34*
96	Табл. 2, 7-й столбец	4,97*	4,97

Цена 48 коп.