

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ВНУТРІШНІХ СПРАВ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

**Циклова комісія технічного обслуговування авіаційної техніки**

## **ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни «Основи теорії автоматичного регулювання»  
вибіркових компонент освітньо-професійної програми  
освітньо-професійного ступеню перший (бакалаврський) рівень вищої освіти  
**272 Авіаційний транспорт**  
***(Технології робіт та технологічне обладнання аеропортів)***

**за темою №3 – Елементна база систем автоматичного регулювання.**

**Кременчук 2023**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 22.02.2024р. № 2

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою  
Кременчуцького льотного  
коледжу Харківського  
національного університету  
внутрішніх справ  
Протокол від 17.01.2024р №6

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з технічних дисциплін  
Протокол від 22.02.2024р. № 2

Розглянуто на засіданні циклової комісії технічного обслуговування  
авіаційної техніки , протокол від 12.12.2023 р. № 8

**Розробник:**

*Викладач циклової комісії технічного обслуговування авіаційної техніки,  
спеціаліст вищої категорії, Пономаренко А.В.*

**Рецензенти:**

- 1. Завідувач кафедри технологій аеропортів Національного авіаційного університету, доктор технічних наук, професор Тамаргазін О.А.*
- 2. Спеціаліст вищої категорії, викладач-методист циклової комісії аеронавігації Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник Тягній В.Г.*

### **План лекції**

1. Точність регулювання. Надійність засобів автоматики.
2. Паливні насоси. Датчики гідромеханічних регуляторів.
3. Датчики частоти обертання ротора ГТД.
4. Датчики тиску та перепаду тиску.
5. Гідравлічні підсилювачі.
6. Обчислювальні механізми .
7. Відцентрові форсунки та клапани тиску.

### **Література:**

#### **Основна**

1. Черкасов Б.А. «Автоматика та регулювання повітряно-реактивних двигунів». К.: Машинобудування, 1988 - 360 с.
2. Кліментовській Ю.А. «Системи автоматичного управління силовими установками літальних апаратів». Київ: КВІЦА, 2001-400 с.
3. Гуревич О.С. Системи автоматичного управління авіаційними ГТД. К.: ТОРУС ПРЕС, 2011-208 с.
4. Кеба І.В. Конструкція і льотна експлуатація авіаційного двигуна ГТД 350. К.: Вища школа, 1987. 224 с.
5. Кулик М.С., Гвоздецький І.І. Ясиніцький Е.П. Системи автоматичного керування газотурбінних двигунів і газотурбінних установок. Підруч. – К.: НАУ, 2009. – 364 с.

#### **Допоміжна література:**

6. Ранченко Г.С. Спосіб керування газотурбінним двигуном. ПАТ «Елемент», Одеса, 2013 р.
7. Волков Д.І. Спосіб керування дводвигуновою силовою установкою гелікоптера. ПАТ «Елемент», Одеса, 2013 р.
8. Кеба І.В. «Конструкція і льотна експлуатація вертолітного двигуна ТВ2-117А». К.: Вища школа, 1990- 230 с.
9. М.С.Кулик, О.А.Тамаргазін, В.В.Козлов. Конструкція, міцність та надійність газотурбінних установок і компресорів: підруч. – К.: НАУ, 2009. – 480 с.

### **Інформаційні ресурси в Інтернеті**

10. [https://www.twirpx.com/files/science/transport/aircrafting/reference\\_heli\\_copter\\_operation/](https://www.twirpx.com/files/science/transport/aircrafting/reference_heli_copter_operation/)
11. <https://profbook.com.ua/gasoturbinni-dvyguny.html>
12. <https://www.yakaboo.ua/ua/konstrukcija-micnist-ta-nadijnist-gazoturbinnih-ustanovok-i-kompresoriv.html>

## Текст лекції

### 1. Точність регулювання. Надійність засобів автоматики.

#### *ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СИЛОВИХ УСТАНОВОК З ГТД ЗАСОБАМИ АВТОМАТИКИ*

Розвиток транспортної реактивної авіації робить задачу підвищення надійності силових установок досить актуальною. С позиції автоматичного регулювання це означає одного боку, підвищення надійності силових установок з ГТД засобами автоматики, а з іншого - підвищення надійності самих автоматичних пристроїв.

#### *ПРО МОЖЛИВУ ТОЧНОСТЬ РЕГУЛЮВАННЯ*

Рівень надійності двигуна визначається технічними умовами на його проектування і пов'язаний з досяжною точністю управління робочим процесом. Так, компресори проектується з запасом газодинамічної стійкості, відповідним нормам експлуатації. Але справжня газодинамічна стійкість компресора може істотно відрізнятись від розрахункової при недостатній відпрацювання системи управління. Наприклад, стійкість на режимі прийомності залежить від правильності підбору і стабільності характеристик системи паливо подачі. Особливо важливо Для кожного режиму забезпечити стабільність початкового підвищення витрати палива (стабільність "початкового кидка") і швидкість наростання витрат протягом всього перехідного процесу.

Газодинамічна стійкість двигуна при переході на форсований режим забезпечується суворої синхронізацією подачі форсажного палива і його займанням з початком розкриття стулок реактивного сопла.

Газодинамічна стійкість повітрозабірника визначається швидкодією і стабільністю датчиків і регулюючих елементів САРВЗ. На робочих режимах температура газу і динамічна навантаженість деталей ТРД сильно залежать від частоти обертання ротора двигуна, З огляду на малі запаси міцності деталей до САУ ТРД (особливо, високотемпературних) слід пред'явити вимоги підвищення точності регулювання частоти обертання ротора двигуна. Розрахунки показують, що при  $MH \geq 2,5$  одночасне зменшення на 1% частоти обертання ротора  $n$  і ступеня зниження тиску газу в турбіні  $\pi_T^*$  призводить до зменшення  $T_T^*$  на кілька десятків градусів, а тяги двигуна на 6 ... 8%. Збільшення  $n$  і пов'язане з ним підвищення  $T_T^*$  значно знижує ресурс двигуна. Прийнято вважати, що похибка вимірювання фізичної та наведеної частот обертання ротора двигуна не повинна перевищувати відповідно  $\pm 0,3 \dots 0,5\%$  і  $\pm 0,7\%$ , похибка вимірювання температури газу на максимальному режимі

повинна бути не більше  $\pm 12$  К, а похибка вимірювання  $\pi_K^*$  і  $\pi_T^*$  не більше  $\pm 5\%$ . Висока точність вимірювання параметрів пов'язана із загальною тенденцією підвищення точності регулювання. У свою чергу, необхідна точність регулювання залежить від крутизни характеристик окремих елементів ГТД і бажання звужити допуски на параметри безпечної роботи елементів силової установки.

Розвиток авіаційної техніки супроводжується ускладненням силових установок літальних апаратів, Управління повітрозабірником, основним і форсажного контурами, стулками реактивного сопла, засобами механізації компресора, механізмами збирання і випуску шасі проводиться різними системами, не завжди тісно зв'язаними між собою, Необхідне об'єднання керуючих систем в єдине автоматичне керування всієї силовою установкою за оптимальною програмою, Інтеграція систем управління особливо важлива для літаків вертикального зльоту і посадки, для силових установок з ТРДДФ і перспективних двигунів змінного циклу, Гідромеханічні регулятори погано пристосовані до такого об'єднання, в цьому відношенні перспективним є застосування цифрових систем регулювання, які до того ж мають більш високою точністю регулювання,

### *ПРО НАДІЙНІСТЬ ЗАСОБІВ АВТОМАТИКИ*

Зазвичай надійність системи паливоживлення і регулювання лімітується надійністю качаєвузла, При польоті з числом  $M = 3$  і тривалістю до 2,5 ч паливо в баках може нагрітися до  $\sim 425$  К, Подальший підігрів палива на  $20 \dots 30^\circ$  відбувається в паливо-масляні радіатори, які в системах живлення двигунів часто встановлюються перед паливним насосом, При таких високих температурах не можна розраховувати на надійну роботу паливних насосів, як плунжерних, так і шестерних. Ускладнено також використання палива в якості робочої рідини в силових циліндрах автоматики поворотних напрямних апаратів і стулок реактивного сопла.

Для освоєння ще більших швидкостей польоту можливий перехід на відцентрові насоси з установкою паливно-масляних радіаторів на лінії високого тиску, а для управління стулками сопла можливе використання стисненого повітря. Однак перехід до систем харчування з відцентровими насосами (мають механічний або турбопривод) утруднить запуск двигуна. Можливо навіть, що для забезпечення запуску двигуна потрібно своя система харчування з насосом іншого типу,

Гідравлічні регулятори мають багато плунжерних пар, клапанів, мембран, пружин, сильфонів. Всі ці елементи повинні зберігати працездатність і стабільність характеристик при будь-яких умовах роботи. З розширенням діапазону висот і швидкостей польоту число елементів

регуляторів зростає, а умови їх роботи погіршуються.

При проектуванні гідромеханічних регуляторів необхідно враховувати специфічні умови їх роботи. Оцінка роботи нової системи регулювання може бути зроблена тільки після тривалої експлуатації. Навіть при невеликих змінах схеми системи регулювання або конструкції окремих її елементів статистичні дані про надійність можуть втратити достовірність. Рішення створення нової схеми системи регулювання можливо тільки після глибокого і всебічного теоретичного та експериментального дослідження, включаючи дослідження надійності і економічності. Тому часто системи регулювання нових двигунів базуються на виправдали себе схемах.

Перш ніж перейти до опису систем регулювання, розглянемо основні елементи, з яких вони складаються.

## **2. Паливні насоси. Датчики гідромеханічних регуляторів.**

Для подачі палива в ГТД застосовуються плунжерні, шестерні і відцентрові насоси. Кожен з цих типів насосів має свої особливості, що визначають можливі області їх застосування.

Плунжерні насоси набули широкого поширення в якості насосів в системах топложивлення основного контуру, ці насоси забезпечують високий тиск (до 15 МПа) і дають можливість регулювати витрата палива при постійній частоті обертання ротора насоса зміною положення похилої шайби, Однак плунжерні насоси складні, масивні і чутливі до забруднення палива.

*Шестерні насоси* також знайшли велике застосування в системах топложивлення, вони прості за конструкцією, надійні в експлуатації і можуть використовуватися в системах харчування з тиском до 5 ... 8 МПа, При рівних габаритах продуктивність шестеренчастого насоса в 1,5 ... 2 рази більше, ніж плунжерного. Основним недоліком шестерних насосів є сталість продуктивності при незмінній частоті обертання ротора насоса. Для використання в системах харчування ГТД шестерні насоси забезпечуються пристроями перепуску зайвого палива, що подається насосом, назад в бак або в магістраль перед насосом; на перепуск витрачається додаткова енергія, На великих висотах польоту частка перепускає палива стає настільки великою, що температура палива, що надходить в регулятор, може помітно підвищитися.

Підігрів палива при перепуску відбувається в основному через перехід в тепло потенційної енергії, яка характеризується тиском перепускає палива на виході з насоса. В умовах усталеного теплового режиму корпусу і деталей насоса все виділяється при перепуску палива тепло витрачається на підігрів

палива, що подається насосом до форсунок.

Відцентрові насоси характеризуються високою продуктивністю при малій загальній масі, Їх доцільно застосовувати коли витрати палива перевищують 20000 л / ч при тисках 5, "7 МПа, Недоліком насосів цього типу є те, що тиск подаваного палива змінюється приблизно пропорційна квадрату частоти обертання ротора насоса. Це ускладнює їх використання в системах харчування основного контуру ГТД при запуску і на знижених частотах обертання ротора авіадвигуна.

Зростання температури газу перед турбіною, збільшення максимальних швидкостей польоту обумовлюють розширення діапазону необхідних витрат палива і застосування легких, простих насосів змінної продуктивності, які не бояться забрудненого палива. Такими насосами можуть бути лопатеві насоси змінної продуктивності, відцентрові насоси з додатковими пристроями для забезпечення запуску та турбонасосного агрегати зі спеціальними повітряними або газовими турбінами для приводу відцентрових насосів.

На процесі регулювання ГТД може відбитися нерівномірність подачі палива насосом, особливо при запуску двигуна і при його роботі на знижених частотах обертання, Нерівномірність подачі палива пов'язана з чергуванням в роботі плунжерів багатоплунжерного насоса, зубів шестерні насоса і лопатей колеса відцентрового насоса і ротора лопатевого насоса. При деяких умовах в паливних магістралях за насосом можуть виникати резонансні коливання тиску. Для роботи регулюючої апаратури мають також значення характеристики сил тертя в деталях насоса, величини зусиль, що передаються від похилої шайби насоса на поршень серводвигуна.

### *ДАТЧИКИ ГІДРОМЕХАНІЧНИХ РЕГУЛЯТОРОВ*

Елементи, призначені для вимірювання регульованої величини або обурює впливу, називаються вимірювальними, або чутливими елементами. Часто в системах регулювання буває необхідно перетворити величину однієї фізичної природи в іншу, еквівалентну їй. Чутливі елементи разом з перетворювачами називаються вимірювальними перетворювачами, або датчиками.

До датчикам пред'являються дуже жорсткі вимоги: вони повинні мати дуже високою чутливістю і вимірювати параметри з високою точністю. Чутливість датчика характеризується коефіцієнтом посилення чутливого елемента, тобто нахилом статичної характеристики. Цю характеристику бажано мати лінійної.

При характеристиці датчиків використовуються також термін «нечутливість» датчика (або чутливого елемента), під якою розуміється мінімальна величина регульованого параметра, необхідна для зміни

вихідного параметра. Величина ця повинна бути по можливості малою.

Датчики повинні мати високу надійність, власної стійкості і малу інерційність. За родом вимірюваної величини їх можна розділити на датчики частоти обертання, витрати, тиску, перепаду тиску, температури, переміщення тощо.

### 3. Датчики частоти обертання ротора ГТД.

За принципом дії чутливі елементи датчиків частоти обертання  $n$  може бути механічні, гідравлічні, гідромеханічні і *електричні* (Або частотні). Найбільш точними є електричні та механічні чутливі елементи. Гідравлічні чутливі елементи, в яких тиск залежить від щільності рідини, застосовують тільки в грубих системах регулювання. Найбільшого поширення в системах топливоживлення ГТД отримали механічні чутливі елементи. Датчики частоти обертання  $n$  вимірюють частоту і перетворюють її зазвичай в переміщення дозуючого елемента або в силу пружини.

Розглянемо основні властивості і характеристики механічного чутливого елемента, найпростіша схема якого показана на рис. 6,2

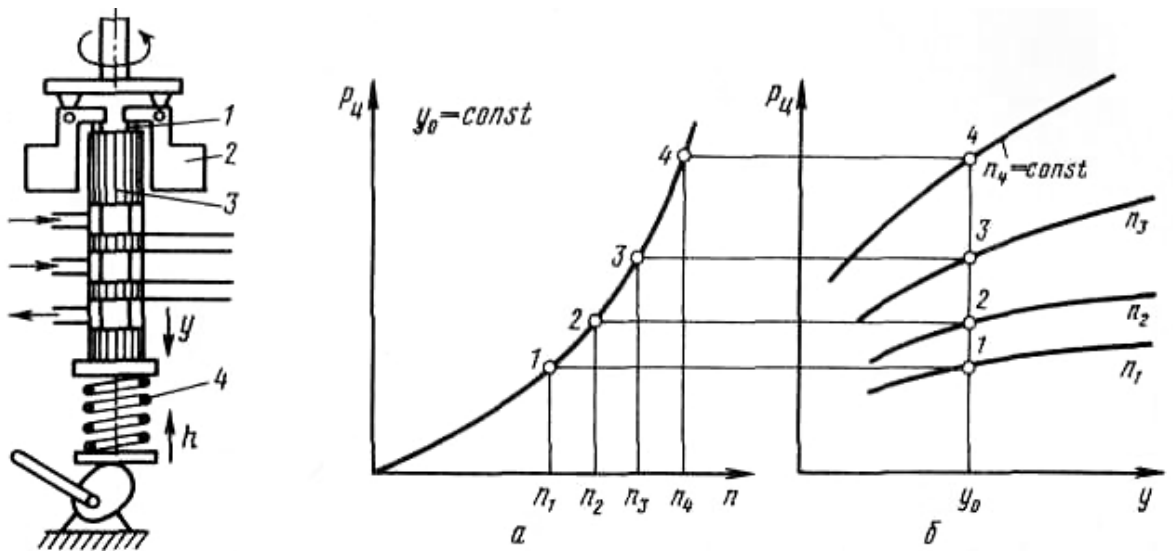


Рис. 6.3



Важки 2 пов'язані з золотником 3 через голчасті елементи 1; золотник виконаний обертовим, що дає можливість значно зменшити сили тертя при його осьовому переміщенні. На рівноважній частоті обертання ротора ГТД осьова складова відцентрової сили тягарців дорівнює силі стиснення пружини 4. Відцентрова сила  $P_{\text{ц}}$  при незмінному передавальному числі від двигуна до регулятора, розмірах і масах деталей чутливого елемента залежить від частоти обертання ротора двигуна і положення тягарців 2, що визначається координатою  $y$ . Орієнтовна залежність відцентрової сили  $P_{\text{ц}}$  від частоти обертання  $n$  і координати  $y$  показана на рис. 6,3, а і б. Сила стиснення  $P$  пружини 4 (див, рис. 6.2) визначається жорсткістю  $U$  пружини, положенням золотника (координатою  $y$ ) і величиною  $h$  положення упору пружини, за допомогою якого проводиться настройка регулятора на задану частоту обертання ротора  $n_0$  ..

Чутливий елемент датчика частоти обертання повинен бути стійкий. Його стійкість при постійній частоті обертання ротора  $n$  визначається взаємне положення кривих зміни відцентрової сили  $P_{\text{ц}}$  і сили стиснення пружини  $P$  в залежності від положення золотника, т. Е координати  $y$ . На рис. 6.4 показана характеристика стійкого чутливого елемента,

Відцентровий чутливий елемент більш стійкий на зниженій частоті обертання ротора, з ростом  $n$  його стійкість зменшується, Пояснюється це тим, що сила  $P_{\text{ц}}$  пропорційна  $n^2$ , в той час як сила сжаку  $P$  пружини 4 залежить лінійно від її деформації,

В реально виконаних конструкціях регуляторів частоти обертання  $n$  з механічними чутливими елементами не вдається повністю уникнути сил тертя. При відхиленні режиму ГТД від рівноважного і появі надлишкової сили  $\delta P_{\text{ц}}$  переміщення муфти чутливого елемента і золотника регулятора не буде до тих пір, поки величина  $\delta P_{\text{ц}}$  не перевищить сили тертя  $P_{\text{ТР}}$  в золотнику і голчастих елементах, Ця нечутливість регулятора до невеликих змін частоти обертання  $n$  характеризується зоною нечутливості

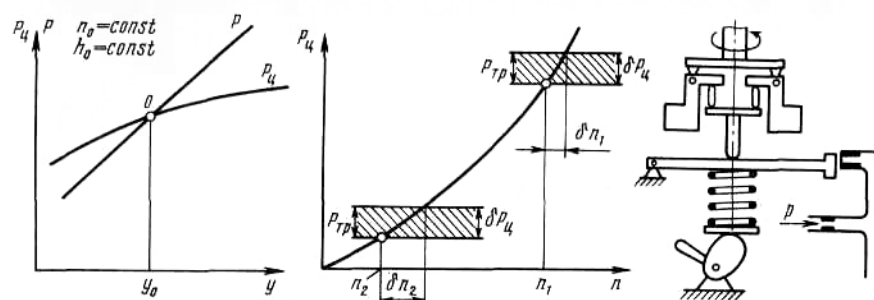


Рис. 6.6

При незмінній силі тертя (вважаємо, що РТР не залежить від  $n$ ) ширина зони нечутливості змінюється в залежності від частоти обертання: ширина зони зростає з переходом до малих частот обертання і зменшується з переходом до великих. З характеристики, показаної на рис. 6.5, видно, що приріст частоти обертання  $n$ , необхідне для подолання сили тертя, зі зменшенням  $n$  зростає ( $\delta_{n2} > \delta_{n1}$ ). Зміна ширини зони нечутливості пояснюється квадратичною залежністю відцентрової сили  $P_{\text{ц}}$  від частоти обертання  $n$ . Хоча сили тертя невеликі (сили тертя, наведені до золотника, вдається довести до 0,1... 0,15 Н), з ними доводиться рахуватися. Величина сил тертя залежить від роду робочої рідини регулятора. Використання гасу може збільшити сили тертя, використання масла в якості робочої рідини, хоча і бажано,

Конструктивні параметри виконаних механічних чутливих елементів наступні: маса важків становить десятки грамів; при максимальній частоті обертання валика регулятора 3000 ... 5000 об / хв вони розвивають відцентрову силу 50 ... 100 Н, Відстань від центра ваги тягарців до осі їх обертання дорівнює 20... 30 мм.

Малогабаритні датчики частоти обертання  $n$  забезпечують більшу крутизну статичної характеристики і відрізняються високою надійністю.

Деяке підвищення чутливості датчика частоти обертання можна отримати при використанні механічного чутливого елемента з керуючим пристроєм типу сопло-заслінка (рис. 6.6). Застосування цього типу керуючого пристрою зменшує дію сил тертя.

Зміна щільності палива, що є робочою рідиною регулятора впливає на величину сили, що розвивається механічним чутливим елементом, так як його важки обертаються в рідині, Однак цей вплив в механічних чутливих елементах на порядок менше, ніж в гідравлічних; воно, як правило, не враховується або усувається за допомогою спеціальних компенсаторів.

Основним параметром чутливого елемента, що характеризує його ефективність, є коефіцієнт посилення КЧ. Чим більше КЧ, тим більше зсув керуючого елемента підсилювача регулятора при даному відхиленні частоти обертання ротора  $n$ , Величина КЧ залежить від частоти обертання  $n$ : при зменшенні  $n$  значення КЧ зменшується.

Максимальне значення коефіцієнта посилення регулятора частоти обертання і визначає його значення коефіцієнта посилення КЧ  $m_{\text{SiX}}$  вибирають з умови забезпечення оптимальних динамічних характеристик системи регулювання ГТД на максимальному режимі його роботи. На інших режимах якість системи регулювання погіршується.

#### 4. Датчики тиску та перепаду тиску.

Схеми чутливих елементів датчиків тиску і перепаду тисків наведені на рис. 6,7. Вимірювання абсолютного тиску проводиться за допомогою вакуумних металевих коробок типу анероїда або сильфонов. Анероїди виконуються у вигляді набору граматичних мембранних коробок, з внутрішніх порожнин яких видаляється повітря (див. Рис. 6.7, а). В системах регулювання такі елементи застосовуються для вимірювання абсолютних тисків зовнішнього середовища або в проточній частині ГТД. На виході такого чутливого елемента можна отримати або переміщення, або силу, пропорційну абсолютному тиску робочого середовища.

При вимірюванні перепаду тисків рідини або газу використовують сильфонні, мембранні і золотникові або поршневі чутливі елементи. Чутливі елементи різниці тисків простіше по конструкції, ніж чутливі елементи абсолютного тиску, так як їх не потрібно вакуумувати.

*Сильфонний* чутливий елемент представляє собою нежорстку гофровану металеву коробку (див. рис. 6.7, б), до внутрішньої і зовнішньої поверхонь якої підводяться різні тиски, при цьому більший тиск у внутрішній порожнині. Під дією різниці цих тисків переміщається торець і пов'язаний з ним вихідний шток сильфона.

Аналогічно працює мембранний чутливий елемент (див. Рис. 6.7, в); різниця тисків по обидві сторони мембрани змушує її прогинатися. Якщо різниця вихідних тисків не нульова, то в одній з порожнин мембранної коробки необхідна установка пружини для освіти попереднього зусилля на мембрані.

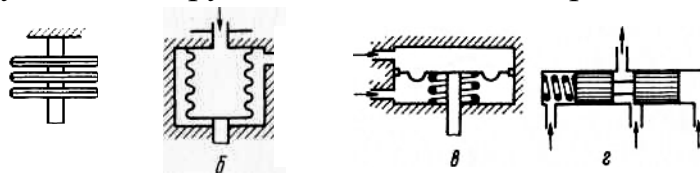


Рис. 6.7

У золотниковому чутливому елементі (див. Рис. 6.7, г) різниця тисків на торцях золотника викликає його переміщення. Золотникові елементи знайшли широке застосування, Вони прості за конструкцією, дозволяють отримувати достатньо високу точність вимірювань, а також одночасно з вимірюванням перепаду тисків можуть виконувати функції керуючих елементів; за рахунок цього можна знизити габарити і масу регуляторів. Недолік золотникових елементів - наявність зони нечутливості, обумовленої тертям між золотником і втулкою.

У системах регулювання ТРД тиск повітря і рідини, як правило, нестабільно через високочастотних пульсацій. Ці пульсації тиску можуть

викликати коливання чутливого елемента датчика тиску, Тому в системах регулювання при вимірюванні тисків в каналах підведення рідини встановлюються демпфери коливань у вигляді жиклерів або ємностей.

В гідромеханічних САР необхідна величина регульованого параметра задається в основному або в вигляді зусилля, яке повинно бути на виході чутливого елемента (датчика), або у вигляді переміщення. В якості силових елементів застосовуються пружини; переміщення визначається положенням штока, втулки або інших конструктивних елементів датчика. Наприклад, в датчику частоти обертання (див. Рис. 6.2) сила, що розвивається грузиками 2 при рівноважному режимі врівноважується силою попереднього затягування пружини 4. При зміні рівноважного режиму змінюють силу затяжки пружини за допомогою зовнішнього важеля управління двигуна. Зі схеми датчика видно, що в одному конструктивному вузлі з метою зменшення габаритів і маси датчика суміщені задає пристрій, пристрій порівняння, чутливий і керуючий елементи.

## 5. Гідравлічні підсилювачі.

Гідравлічні підсилювачі знайшли широке застосування в системах регулювання ГТД. Гідравлічні підсилювачі використовуються або як власне підсилювачі, коли перестановки зусилля на регулюючому органі великі, або як програмні сповільнювачі при перенастроюванні регуляторів частоти обертання.

Гідравлічний підсилювач складається з керуючого елемента та виконавчого органу - зазвичай поршневого серводвигуна, Керуючі елементи поділяються на золотникові елементи і типу сопло-заслінка. Елемент сопло-заслінка (рис. 6,8) може бути виконаний у вигляді плоского клапана (а), маятникового елемента {б) або елемента сопло-ніж (в), Переваги плоского клапана полягають у високій чутливості і хорошою герметичності в закритому положенні, недоліком його є вплив тиску витікає струменя, яка створює додатні зусилля на клапані.

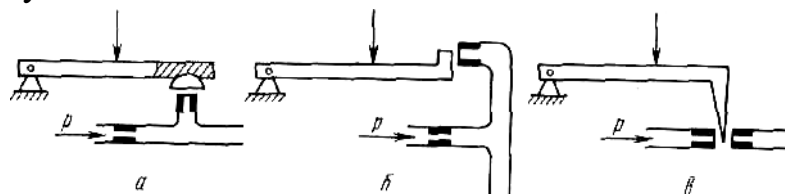


Рис. 6.8

Перевагою маятникового елемента є те, що він малочутливий до засмічення робочої рідини. Цьому сприяє зазор між маятником і жиклером. Сила тиску струменя, що впливає з жиклера майже повністю сприймається віссю маятника і не передається на чутливий елемент

підсилювача. Керуючий елемент сопло-ніж має високу чутливість, але в ньому відбувається часткова втрата тиску рідини, що надходить в порожнину серводвигуна. Переміщення керуючого елемента в усіх розглянутих схемах відбувається при зміні положення чутливого елемента регулятора. Гідравлічні підсилювачі з керуючими елементами типу сопло-заслінка широко застосовуються в системах автоматичного регулювання ГТД,

Виконавчий орган виконується зазвичай у вигляді поршня, що переміщається за рахунок перепаду тиску робочої рідини. Поршень гідропідсилювача пов'язаний з регулюючим органом або елементом налаштування регулятора. В якості робочої рідини використовуються масло або гас. Застосування масла майже повністю усуває сили тертя і оберігає деталі регулятора від корозії. Однак масло незручно в експлуатації, так як вимагає установки додаткового насоса для створення необхідного тиску перед гідропідсилювачем. При застосуванні гасу додаткового насоса не потрібно, тиск за основним насосом досить висока. Але гас має погану змазку здатність, тому сили тертя в елементах регулятора зростають. Вода, що міститься в невеликій кількості в гасі, може викликати корозію деталей,

Робочі рідини, що застосовуються в паливній і регулюючій апаратурі ГТД, схильні до облітерації, т. е. до відкладення поляризованих молекул рідини на поверхнях пар тертя та інших пов'язаних деталях паливної апаратури. При протіканні рідини через малі зазори при постійному перепаді тисків завдяки облітерації з плином часу витрата рідини, що протікає зменшується і при досить малих зазорах припиняється зовсім. Інтенсивність облітерації тим вище, чим більше тиск рідини, при проектуванні паливорегулюючої апаратури ГТД, наприклад, при проектуванні

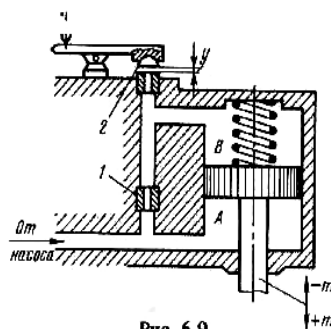


Рис. 6.9

гідропідсилювачів з золотниковими керуючими елементами, щоб уникнути порушення характеристик апаратури і погіршення процесу регулювання необхідно враховувати можливість вібрації і вживати заходів до її запобігання.

На рис. 6.9 показана одна з можливих схем гідропідсилювача з

керуючим елементів у вигляді плоского клапана 2. Зупинимось на особливостях його роботи.

У порожнину А циліндра серводвигуна підводиться стабільний тиск, що дорівнює тиску за насосом. У порожнині В циліндра тиск рідини буде нижче, ніж в порожнині А} так як ця порожнина з'єднана з одного боку, з каналом підведення рідини через жиклер 1, з іншого - через клапан 2 - зі зливом. Якщо клапан 2 повністю закрити, то тиск в порожнині В збільшиться і поршень переміститься вниз. Якщо клапан 2 повністю відкрити, то тиск в порожнині В знизиться і поршень переміститься вгору, В положенні рівноваги сили, що діють на обидві сторони поршня, рівні між собою. Кількість рідини  $Q_1$ , що протікає через жиклер 1, буде дорівнює кількості рідини  $Q_2$ , яка витікає через перетин, яке визначається положенням клапана 2. При русі сервопоршня рівність витрат рідини порушується.

Якщо керуючий клапан 2 підняти (збільшити координату  $y$ ), то витрата рідини через клапан збільшиться, тиск в порожнині В зменшиться, перепад на поршні збільшиться і поршень почне переміщатися вгору, стискаючи пружину (положення поршня визначається координатою  $t$ ). Перепад тиску на поршні дорівнює перепаду тиску на жиклері 1, тому одночасно з рухом поршня вгору зростає витрата через жиклер 1. Рух поршня припиниться, коли витрати  $Q_1$  і  $Q_2$  зрівняються. Оскільки кожному певному положенню клапана 2 завжди відповідає певне положення поршня, серводвигун з керуючим клапаном є статичним ланкою. З рис. 6.10, а слід, що кожному положенню рівноваги, що визначається точками перетину кривих  $Q_1(m)$  і  $Q_2(t)$ , відповідає певний тиск над поршнем при постійному тиску перед гідропідсилювачем. Статична характеристика  $y = f(m)$ ,

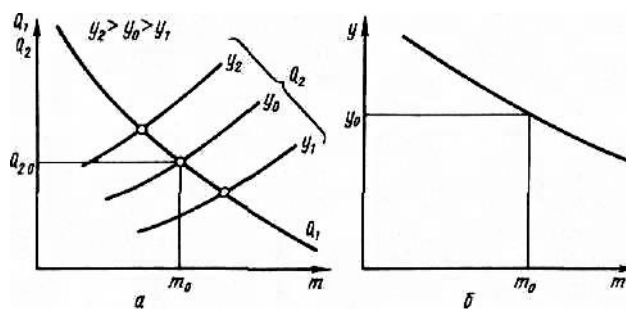


Рис. 6.10

Велике значення для регулювання має швидкодію гідропідсилювача, тобто, величина переміщення поршня в одиницю часу. швидкодію тим більше, чим менше площа поршня, більше час-перетин відкриття керуючого клапана або вікон золотника, вище тиск робочої рідини. При зменшенні площі поршня перестановки зусилля стають менше, тому, зменшення площі з метою збільшення швидкодії виконавчого органу має обмеження.

## 6. Обчислювальні механізми.

При регулюванні ГТД з координатами, що вводяться в САУ, зазвичай необхідно проводити різні математичні та логічні дії. Для цього служать підсумовують і розмножувальні механізми, функціональні перетворювачі, елементи логічної дії і тимчасові механізми. Вони мають загальну назву - обчислювальні механізми.

Сумуючі розмножувальні механізми виробляють операції додавання (віднімання) і множення (ділення). Функціональні Перетворювачі дають можливість отримати різні функціональні залежності між двома і більшим числом параметрів. Елементи логічної дії, що визначають послідовність виконання логічних операцій, представляють собою різного роду блокуючі пристрої. Тимчасові механізми визначають тривалість або початок роботи того чи іншого елемента.

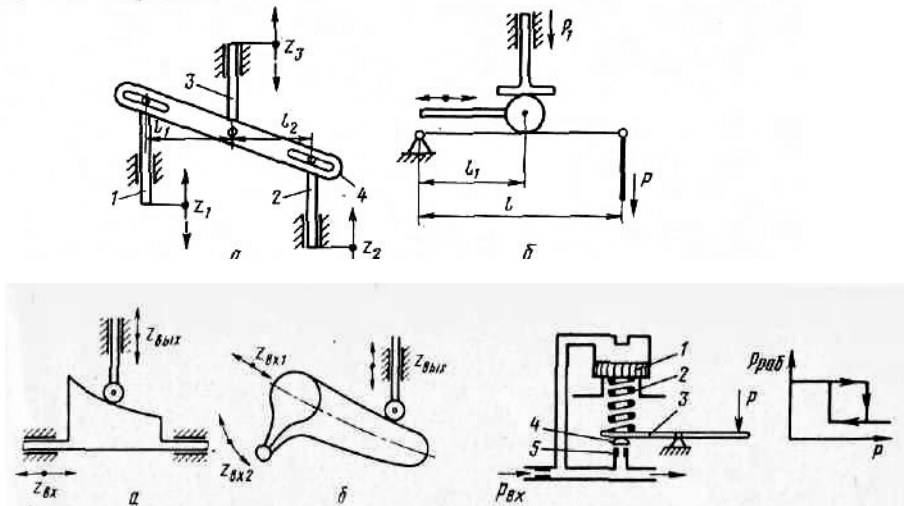
Розглянемо деякі схеми обчислювальних механізмів, які знаходять застосування в гідромеханічних регуляторах ГТД.

Важільне пристрій, що підсумовує (рис. 6,11, а) складається зі стрижнів 1, 2 і 3 і важеля 4. Якщо прийняти, що переміщення стрижнів 1 і 2 рівні відповідно  $z_1$  і  $z_2$ , то переміщення стрижня 3 звичай у вигляді пристроїв для

$$z_3 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} z_1 + \frac{l_1}{l_1 + l_2} z_2,$$

$$z_3 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} z_1 + \frac{l_1}{l_1 + l_2} z_2,$$

где  $l_1, l_2$  — плечи рычага.



важеля роликового типу (див. рис. 6.11, б). По суті це пристрій порівняння моментів сил, коли координата точки прикладання однієї з діючих сил -  $p$  величина змінна, змінюється плече  $l$ : сили  $P_1$ , а вихідна зусилля на плечі  $l$  важеля одно  $P = P_1 (l_1 / l_2)$ .

Функціональні перетворювачі переміщень можуть виконуватися у вигляді плоских або просторових кулачків. Плоский кулачок (рис. 6.12, а) має одну ступінь свободи і забезпечує задається профілем залежність  $z_{вих}=f(z_{вх})$ . Просторовий кулачок (див. Рис. 6,12, б) має два ступені свободи (переміщення по осі і в кутовому напрямку) і дає можливість реалізувати залежність виду

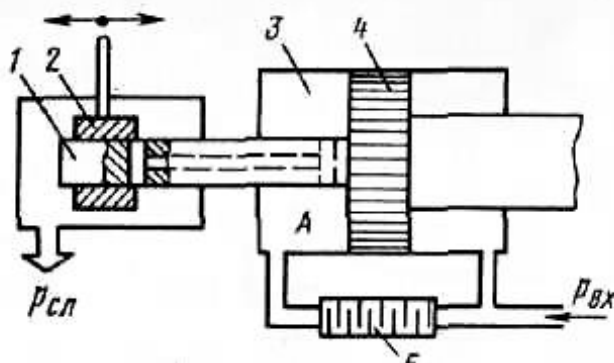
$$z_{вих}=F(z_{вх1}, z_{вх2})$$

Просторовий кулачок може мати два контактних елемента, що стикаються з різними ділянками кулачка. Ці ділянки можуть бути спрофільовані за різними законами і використовуватися, наприклад, один - при регулюванні прийомистости двигуна, інший - при регулюванні усталеного режиму.

Прикладом елемента логічної дії може служити гідравлічне реле, щоб забезпечити різке і надійне спрацювання, реле повинно мати круту характеристику з гістерезисом. Це досягається за рахунок введення позитивного зворотного зв'язку з обмеженим діапазоном дії. Схема такого реле з поршнем і його характеристика показана на рис. 6.13. Тут вхідною координатою є сила  $P$ , що діє на важіль 3, Сила  $P$  врівноважується силою РПР стиснення пружини 2, змінною за допомогою поршня 1 (для простоти плечі важеля 3 вважаємо рівними). Вихідною координатою є тиск робочої рідини  $P_{роб}$ , це ж тиск  $P_{роб}$  підводиться до поршня 1, Якщо  $P < РПР$ , то керуючий клапан 4 закритий, тиск  $P_{роб} = P_{вх}$  і поршень 1 віджимає пружину 2 вниз. Коли  $P = РПР$  „ відкривається сопло 5, зменшується тиск  $P_{роб}$  і поршень переміщається вгору. Сила стиснення пружини 2 зменшується, ще більше відкривається клапан 4, що викликає подальше падіння тиску  $P_{роб}$ . Щоб реле повернулося в початкове положення, необхідно, щоб сила  $P$  зменшилася до величини

$РПР - \delta_{РПР}$ , де  $\delta_{РПР}$  - зміна сили стиснення пружини на величину, яка визначається переміщенням поршня 1. Зворотне переміщення важеля 3 і поршня 1 також відбувається різко.

Гідрогальмівні, застосовувані в САР ГТД, є часним і елементами.





Гідрогальмівний пристрій (рис- 6.14) являє собою силовий циліндр 3, в порожнину А якого через гідравлічний опір 5 підводиться робоча рідина. Поршень 4 наводиться в дію за допомогою повзунки 2, змонтованої на штоку 1, і в своєму русі стежить за її положенням. У штоку виконаний осьовий канал з радіальними отворами, що з'єднує порожнину А циліндра 3 зі зливом. Якщо повзунки нерухома, то поршень автоматично встановлюється так, щоб радіальні зливні отвори в штоку були повзунки кілька прочинені. Швидкість переміщення поршня 4 визначається витратою рідини, що надходить в порожнину Л циліндра 3. Якщо витрата незмінний, то поршень буде рухатися з постійною швидкістю.

## 7. Відцентрові форсунки та клапани тиску.

ГТД для подачі як основного, так і форсажного палива застосовуються головним чином відцентрові форсунки. Об'ємна витрата палива через форсунку, встановлену в камері згорання, визначається рівнянням

$$Q_{\Phi} = \mu f_c \sqrt{(2/\rho_T) \delta p_{\Phi}}, \quad (6.2)$$

де  $\delta p_{\Phi} = p_{\Phi} - p_k$  - перепад тисків на форсунки;  $\mu$  - коефіцієнт витрати;

$f_c$  - площа сопла або вихідного отвору форсунки;  $\rho_T$  - щільність палива.

Схема відцентрової форсунки з одним паливо-підбиваючим каналом і її характеристика витрати показані на рис. 6,15, Істотним недоліком такої відцентрової форсунки є неможливість забезпечення широкого діапазону витрати палива при прийнятному зміні перепаду тисків.

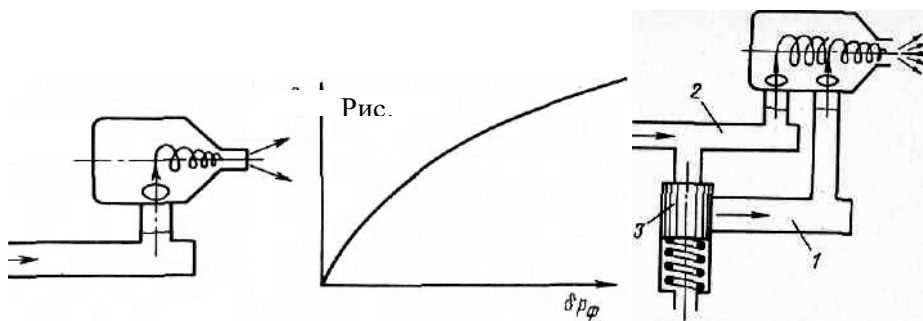


Рис. 6.15.

Рис. 6.16

Одноканальні відцентрові форсунки використовуються для подачі палива в форсажні камери ТРДФ. Форсунки в цих камерах розміщують групами, кожна з яких живиться від окремого паливного колектора. Розширення діапазону форсованих режимів досягається як за рахунок зміни тиску палива, так і за рахунок збільшення числа і можливості відключення окремих колекторів. Однак збільшення числа колекторів призводить до

зростання гідравлічного опору і підвищених втрат повного напору в форсажній камері. Ускладняється також і управління форсованими режимами.

Для подачі палива в основні камери згоряння застосовуються двоканалні відцентрові форсунки. Двоканалні форсунки забезпечують 25 ... 30-кратний діапазон зміни витрати палива при максимальному тиску на вході в форсунку, що не перевищує 5 МПа, і при задовільній якості розпилу на режимах зниженого витрати палива.

Схема двоканалної однокамерної форсунки показана на рис. 6.16, Основний підвідний канал 1 призначений для подачі великих кількостей палива, що забезпечують основні режими роботи авіадвигуна, Допоміжний канал 2 служить для подачі палива на режимах малих витрат палива, коли основний канал перекритий клапаном 3.

### *РОЗПОДІЛЬЧІ КЛАПАНИ*

Основний і допоміжний канали форсунки пов'язані відповідно з двома колекторами. Для розподілу палива по колекторам служать спеціальні дозуючі пристрої. Вони називаються автоматами розподілу палива (АРТ) або розподільними клапанами (РК). Одна з можливих схем РК показана на рис. 6.17, а. Клапан складається з золотника 1 і пружини 2. На один з торців золотника діє тискпалива, що подається по каналу 5, в камеру згоряння, на інший торець - тиск, редуційний на жиклері 6, Каналами 3 і 4 паливо надходить до колекторів двоканалних форсунок: через канал 3 до колектора основних каналів форсунок і через канал 4 до колектора допоміжних каналів форсунок, Поки витрати малі, золотник 1 під дією пружини 2 перекриває канал 3. Зі збільшенням витрати зростає тиск палива в каналі 5, яке долає еілу стиснення пружини 2, відкриває доступ палива в канал 3 і далі до основних каналів форсунок.

Вид характеристики витрати двоканалної форсунки, що працює спільно з РК, дан на рис. 6.17, б. Крива 1 (її суцільна і пунктирна частини) відповідають витраті палива через допоміжний канал, крива 2 показує, який був би витрата при підводі палива до форсунки через обидва канали 3 і 4 (див. Рис. 6.17, а) одночасно. Дійсне зміна витрати палива відповідає кривій  $Q_{abc}$ : ділянку  $ab$  визначається поступовим переміщенням золотника 1 в розподільному клапані (див. Рис. 6.17, а). Підбором профілю вікон у втулці золотника 1, площі жиклера 6 і жорсткості пружини 2 можна отримати бажану характеристику витрати форсунки - положення точки  $a$  на кривій 1 і крутизну ділянки  $ab$  (див. рис. 6.17, б). Треба мати на увазі, що в початковий момент відкриття золотником 1 основного каналу 3 (див. Рис. 6.17, а) через дроселювання їм паливного потоку тиск в каналі 3 значно менше, ніж у допоміжному каналі 4, Це призводить до погіршення якості розпилу палива,

особливо при початковому відкритті каналу 3.

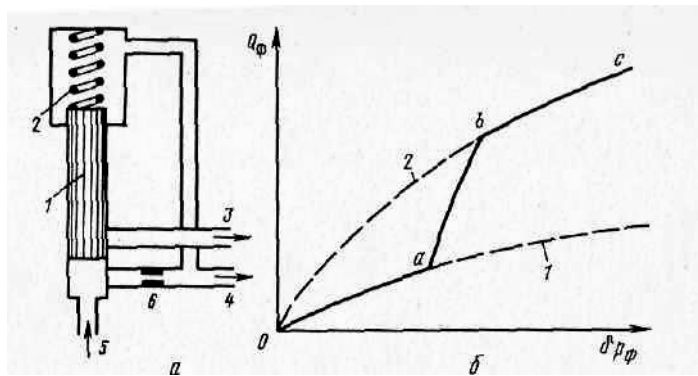
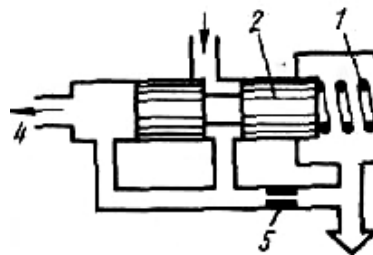


Рис. 6.17

### КЛАПАНИ ПОСТІЙНОГО ТИСКУ

У системах автоматичного регулювання сучасних авіаційних двигунів в якості робочої рідини використовується паливо. Стабільність характеристик САР забезпечується постійністю тиску, тому в САР встановлюються спеціальні клапани постійного тиску (КПТ). В КПТ (рис. 6.18) є золотник 2 і пружина 1. Паливо від насоса підводиться до клапана по каналу 3 і надходить до виконавчого органу по каналу 4. Якщо тиск в каналі 4 вище необхідного, то стискаючи пружину 1, золотник 2 переміщається, перекриваючи канал 3 і зменшуючи надходження палива від насоса. Відповідно зниження тиску в каналі 4 призводить до збільшення подачі палива. Зливний канал з жиклером 5 дозволяє створити постійний приплив палива через золотник 2 для підвищення чутливості клапана.



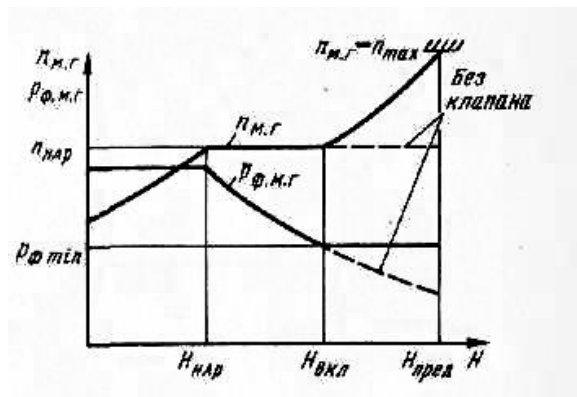
### КЛАПАНИ МІНІМАЛЬНОГО ТИСКУ

З ростом висоти польоту необхідну витрату палива ТРД при незмінній частоті обертання ротора двигуна падає. Для зниження витрати палива зменшується його тиск перед форсунками. Але у кожного двигуна існує своє мінімально допустимий тиск перед форсунками  $p_{\phi \min}$ , яке визначається умовами хорошого розпилу та сталого згоряння палива. При роботі двигуна в режимі малого газу в висотних умовах тиск палива перед форсунками може виявитися нижче мінімально допустимого ( $p_{\phi} < p_{\phi \min}$ ), що веде до

зриву полум'я і мимовільного вимкнення двигуна. Для запобігання зриву в систему харчування вводяться спеціальні пристрої (клапани), що обмежують зменшення тиску, при досягненні певної висоти польоту ці клапани включаються автоматично.

Покажемо вплив клапана мінімального тиску на роботу двигуна, для цього розглянемо зміна частоти обертання ротора двигуна в режимі малого газу  $n_{м.г}$  в залежності від висоти польоту, якщо в систему регулювання включені регулятори витрати палива і частоти обертання.

В діапазоні частот обертання від  $n_{м.г}$  до  $n_{н.а.р}$  званої частотою початку



автоматичної роботи регулятора частоти обертання, подача палива дозується регулятором витрати, що забезпечує сталість витрати при незмінному положенні дросельного крана або руд. Тому при постановці у землі дросельного крана на упор малого газу зі збільшенням висоти польоту частота обертання  $n_{г}$  зростатиме. при досягненні  $n_{м.г} = n_{н.а.р}$  вступає в дію відцентровий регулятор частоти обертання. При подальшому збільшенні висоти польоту регулятор частоти обертання підтримує  $n = n_{н.а.р} = \text{const}$ , При цьому тиск перед форсунками  $p_{ф}$  падає. при досягненні  $p_{ф} = p_{ф.мін}$  автоматично включається в роботу клапан

мінімального тиску. Зі збільшенням висоти польоту регулюючий орган клапана переміщується таким чином, що тиску палива за насосом  $p_{т}$  і перед форсунками  $p_{ф} = p_{ф.мін}$  залишаються незмінними (з точністю до величини статичної помилки клапана), тоді як  $n_{м.г}$  збільшиться. Гранична висота польоту  $H_{пред}$  обмежується досягненням частоти обертання

$$n_{м.г} = n_{макс}.$$

Зразкове зміна  $p_{ф.м.г}$  і  $n_{м.г}$  в режимі малого газу в залежності від висоти польоту показано на рис. 6.19. Після включення в роботу клапана мінімального тиску на висоті  $H_{вкл}$  його вплив на становище регулюючого органу регулятора витрати палива протилежно впливу чутливого елемента регулятора частоти обертання і прагне підтримати -  $n = n_{н.а.р} = \text{const}$ . Однак домінує клапан мінімального тиску і збільшення висоти

польоту призводить до збільшення частоти обертання  $n_{м.г}$ , На великих висотах, коли  $n_{м.г} > n_{н.з.р}$ , Початок переміщення руд від упору малого газу в напрямку збільшення  $n$  супроводжується появою у РУД "мертвого ходу" так званої "площадки малого газу" в деякому діапазоні частот обертання  $n$ .